



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY**

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**VYJÍŽDĚCÍ STŮL KAROSÁŘSKÉHO LISU**

MOVING BOLSTER OF BODY PANEL PRESS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Lukáš Novotný**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Jiří Omes, Ph.D.**

**BRNO 2018**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. Lukáš Novotný**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty  
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Omes, Ph.D.**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Vyjížděcí stůl karosářského lisu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout vyjížděcí stůl karosářského lisu, který je součástí automatické linky. Karosářský lis slouží k plošnému tváření dílců z plechu určených do karoserií automobilů. Vyjížděcí stůl umožňuje efektivní výměnu nástroje při změně produkce.

### Technické parametry:

Jmenovitá síla lisu 14000 kN  
Zdvih 1100 mm  
Max. rozevření 2250 mm  
Rozměr upínací plochy beranu 4100 x 2100 mm  
Rozměr upínací plochy stolu 4100 x 2100 mm  
Nosnost vyjížděcího stolu 60 t  
Výška vyjížděcího stolu 700 mm  
Délka pojezdu vyjížděcího stolu 5000 mm

### Cíle diplomové práce:

- Návrh vyjížděcího stolu a jeho pohonu.
- Návrh kolejiště pro vyjížděcí stůl.
- Sestavní výkresy vyjížděcího stolu a kolejiště.
- Dispoziční výkres pracoviště.

**Seznam doporučené literatury:**

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů

Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

POKORNÝ, Arnošt. Hutní tvářecí stroje: válcovací zařízení a pohony. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1987.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce vyjížděcího stolu pro karosářský lis a návrhem kolejiště, ve kterém se stůl ve dvou navzájem kolmých směrech pohybuje. Tyto vyjížděcí stoly se používají pro usnadnění a urychlení výměny lisovacího nástroje, což je v automobilovém automatizovaném průmyslu velmi žádoucí pro zkrácení časů a zefektivnění výměny lisovacích nástrojů.

Součástí práce je rešerše současného stavu poznání systémů pro rychlou výměnu nástrojů, návrh vyjížděcího stolu a jeho pohonu, návrh kolejiště, množství návrhových a kontrolních výpočtů, návrh mechanismu zvedání stolu, optimalizační a pevnostní výpočty stolu v programu ANSYS. Všechny návrhové konstrukce stolu, kolejiště a základní dispozice pracoviště jsou zpracovány ve 3D modeláři Autodesk Inventor. Přílohu tvoří výkresová dokumentace hlavních sestav, a to sestav svařence a obrobku stolu, montážní výkres sestavy stolu, montážní výkres sestavy kolejiště, výkres dispozice pracoviště a dále výkres hnaného hřídele, svařence a obrobku stolu a bloku kolejiště.

## **ABSTRACT**

This Master thesis deals with design structures of moving bolster for body panel press and with design of railroad tracks, in which the bolster is moving in two mutually perpendicular directions. These moving bolsters are used for facilitating and speeding up the change of pressing dies, which is desirable in automated automotive industry for shortening and streamlining the pressing die change.

The part of the work is research of the current state of knowledge in systems for quick die change, design of the moving bolster and its drive, design of railroad tracks, amount of design and control calculations, design of mechanism for lifting the bolster, optimization and strength calculations of bolster in ANSYS software. All the design structures of bolster, railroad tracks and basic workplace layout are processed in 3D software for modelling Autodesk Inventor. Attachments consist of drawing documentation of main assemblies, namely mounting drawing of moving bolster assembly, mounting drawing of railroad tracks assembly, drawing of workplace layout and furthermore drawing of driven shaft, weldment and workpiece of moving bolster and railroad tracks block.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Karosářský lis, mechanický lis, vyjížděcí stůl, systémy pro výměnu nástrojů, tvářecí stroje, upínací deska, výměna nástrojů, QDC systémy, kolejiště vyjížděcího stolu

## **KEYWORDS**

Body panel press, mechanical press, moving bolster, systems for die change, forming machines, clamping desk, die change, QDC systems, moving bolster railroad tracks



## **BIBLIOGRAFICKÉ CITACE**

NOVOTNÝ, L. *Vyjížděcí stůl karosářského lisu*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2018, 163 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych tímto poděkoval mému vedoucímu této diplomové práce, panu Ing. Jiřímu Omesovi Ph.D., za velmi cenné rady a připomínky k závěrečné práci, dále pak celé mé rodině za všechnu podporu v průběhu celého studia a mé přítelkyni Ivče Srostlíkové za podporu a trpělivost při psaní této diplomové práce.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Jiřího Omese Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne

.....

Novotný Lukáš Bc.





# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>17</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....</b>	<b>19</b>
2.1	Lisy v automobilovém průmyslu .....	19
2.1.1	Karosářské lisy .....	19
2.1.2	Tandemové linky .....	19
2.1.3	Transferové lisy .....	20
2.2	Systémy pro rychlou výměnu nástrojů (QDC) .....	22
2.2.1	Upínky .....	23
2.2.2	Přídavné konzoly .....	23
2.2.3	Valivé zvedací lišty .....	24
2.2.4	Push-pull (dále PPS) systémy .....	25
2.2.5	Mobilní nástrojové vozíky .....	25
2.2.6	Fixní stoly .....	28
2.3	Vyjížděcí stoly .....	29
2.3.1	Základní popis .....	29
2.3.2	Vhodné pohony vyjížděcích stolů .....	30
2.3.3	Řešení vybraných výrobců lisů (stolů) .....	33
2.3.4	Možnosti přenosu elektrické energie .....	35
<b>3</b>	<b>NÁVRH VYJÍŽDĚCÍHO STOLU .....</b>	<b>39</b>
3.1	Vstupní parametry.....	39
3.2	Základní kinematika stolu.....	39
3.3	Návrh pojezdu.....	40
3.3.1	Návrh a kontrola minimálního průměru pojezdových kol.....	40
3.3.2	Výpočet axiální síly od přičení stolu .....	42
3.3.3	Výpočet průměrů hřídelů pojezdových kol .....	42
3.4	Volba a výpočet ložisek .....	46
3.4.1	Volba typu ložiska .....	46
3.4.2	Volba velikosti ložiska .....	46
3.5	Výběr typu motoru.....	48
3.6	Základní výpočty k návrhu pohonu .....	49
3.6.1	Výpočet sil k překonání jízdního odporu .....	49
3.6.2	Výpočet potřebného výkonu při konstantní rychlosti stolu.....	50
3.6.3	Výpočet potřebného výstupního momentu při konstantní rychlosti stolu.....	50
3.7	Návrh pohonu .....	50
3.7.1	Volba PMS motoru .....	50
3.7.2	Volba převodovky .....	51
3.7.3	Výpočet teoretického potřebného rozběhového momentu .....	52
3.7.4	Kontrola rozběhového momentu .....	54
3.8	Návrh napájení motoru .....	54
3.9	Návrh a volba baterií.....	55
3.10	Nabíjení baterií .....	56
3.11	Volba řízení PMS motorů .....	59
3.12	Návrh a volba spojky .....	60
3.13	Návrh pera pojezdového kola .....	61
3.14	Volba snímačů .....	63
3.15	Volba rozměrů dutiny pro spodní přídržovač .....	64

3.16	Volba děr pro spodní přidržovač .....	65
3.17	Volba rozměrů T-drážek .....	65
3.18	Návrh a volba tloušťky upínací desky a zpevňovacích žeber .....	66
3.18.1	Zatížení .....	66
3.18.2	Okrajové podmínky .....	66
3.18.3	Síť prvků .....	67
3.18.4	Výsledky a zhodnocení MKP analýzy k výběru žeber a upínací desky .....	67
3.19	Volba manipulačních čepů - závěsných ok .....	69
<b>4</b>	<b>NÁVRH KOLEJIŠTĚ .....</b>	<b>71</b>
4.1	Návrh hydraulického zařízení .....	71
4.1.1	Volba přímočarého hydromotoru .....	71
4.1.2	Návrh a volba hydrogenerátoru a jeho pohonu .....	73
4.1.3	Synchronizace přímočarých hydromotorů .....	78
4.1.4	Další potřebné hydraulické komponenty .....	79
4.1.5	Hydraulické schéma zvedacího mechanismu .....	80
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ UZLY STOLU A KOLEJIŠTĚ .....</b>	<b>81</b>
5.1	Uložení pojezdových kol .....	81
5.2	Středění stolu .....	82
5.3	Upnutí stolu .....	82
5.4	Schody .....	82
5.5	Otvor pro přidržovač .....	83
5.6	Upínací deska .....	84
5.7	Snímače a jejich umístění .....	84
5.8	Dorazy .....	85
5.9	Manipulační oka .....	86
5.10	Koleje a kolejnice .....	86
5.11	Zvedací mechanismus kolejí .....	87
5.12	Nabíjení .....	89
5.13	Vedení kabeláže .....	89
5.14	Dispozice pracoviště .....	90
<b>6</b>	<b>KONTROLNÍ VÝPOČTY .....</b>	<b>91</b>
6.1	Přibližná hmotnost navrženého stolu .....	91
6.2	Výpočty parametrů potřebných ke kontrolním výpočtům .....	92
6.3	Kontrola ložisek .....	93
6.4	Kontrola průhybu hřídele .....	93
6.5	Kontrola pojezdových kol .....	94
6.5.1	Kontrola maximálního kontaktního tlaku .....	94
6.6	Kontrola pohonu .....	94
6.6.1	Kontrola skutečného rozběhového momentu motoru .....	94
6.6.2	Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezní síle při rozjezdu .....	96
6.6.3	Kontrola brzdného momentu motoru .....	96
6.7	Kontrola pera .....	98
6.7.1	Kontrola na otláčení v hřídeli .....	99
6.7.2	Kontrola na otláčení v náboji .....	100
6.8	Kontrola mezního stavu hřídele .....	100
6.8.1	Výsledné vnitřní účinky .....	101
6.8.2	Rovnice pro určení ohybových momentů v jednotlivých intervalech .....	101
6.8.3	Výpočet maximálních napětí s ohledem na koncentrátory napětí .....	102
6.8.4	Výpočet redukovaných napětí .....	104

6.8.5	Koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti hřídele .....	105
6.9	Výpočet doby jízdy stolu .....	105
6.9.1	Doba jízdy stolu ve směru A .....	106
6.9.2	Doba jízdy stolu ve směru B.....	106
6.9.3	Celková doba jízdy jednoho stolu během jedné výměny .....	107
6.9.4	Celková doba přesunu nástrojů mezi kolejištěm a lisem.....	107
6.10	Kontrolní základní MKP výpočet deformace a napětí.....	107
6.10.1	Největší velikost nástroje.....	108
6.10.2	Nejmenší vhodná velikost nástroje.....	109
6.11	Kontrola svarů plechů k uložení pojezdových kol.....	111
6.11.1	Kontrola svaru plechu pro směr pojezdu A .....	112
6.11.2	Kontrola svaru plechu pro směr pojezdu B .....	113
<b>7</b>	<b>BEZPEČNOSTNÍ PRVKY .....</b>	<b>115</b>
7.1	Bezpečnostní značení na stole .....	115
7.2	Kryty motoru.....	115
7.3	Kryty baterie .....	116
7.4	Ostatní bezpečnostní prvky .....	116
<b>8</b>	<b>ODHAD RIZIK .....</b>	<b>117</b>
<b>9</b>	<b>FINANČNÍ ZHODNOCENÍ .....</b>	<b>121</b>
<b>10</b>	<b>DISKUSE K NAVRŽENÉMU STOLU.....</b>	<b>123</b>
<b>11</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>125</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>127</b>
<b>13</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>135</b>
13.1	Seznam obrázků.....	135
13.2	Seznam tabulek.....	137
<b>14</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>139</b>



# 1 ÚVOD

Technologie objemového i plošného tváření patřila v minulosti a stále patří mezi progresivní výrobní technologie, a to hlavně díky výhodám, které nabízejí. Mezi tyto výhody patří skutečnost, že spotřeba materiálu a množství výchozího polotovaru je mnohem menší než u technologie obrábění, a také výrobní časy jsou mnohonásobně kratší. Dále pak použití tváření umožňuje vyrobit navíc komponenty, které jsou menší konstrukce a zároveň tenkostěnné, a tudíž mají za následek úbytek hmotnosti, který je v současnosti velice žádaným parametrem. V neposlední řadě je potřeba zmínit to, že produkty vyrobené tvářením mají lepší mechanické vlastnosti. Jednou z největších výhod je i jednoduché zautomatizování tvářecích operací, vedoucí hlavně k vysoké produktivitě, která je ve většině průmyslových odvětví jedním z nejdůležitějších požadavků.

Tváření se proto v průběhu 20. a 21. století stalo nedílnou součástí výrobních operací v automobilovém průmyslu, ke kterým je právě produktivita základním stavebním pilířem pro vyšší zisky. Automobil jako celkový produkt se skládá z mnoha plechových dílců, z nichž velká část je vyrobena právě pomocí technologie tváření. Příklady těchto výlisků lze vidět v následujícím obrázku (Obr. 1)



Obr. 1) Příklady částí karoserie auta, vyrobených technologií tváření [1]

Většina těchto produktů je vyráběna na tzv. karosářských lisech, které bývají v automobilovém průmyslu často uspořádány do automatizovaných tvářecích karosářských linek, složených z mnoha tvářecích strojů umístěných v tandemu (za sebou). Tyto lisy mohou být i ve formě tzv. transferových (postupových) lisů, které postupně zajišťují více tvářecích operací najednou na jednom lisu.

Velmi důležitým pojmem v současnosti je zefektivňování výroby, a tudíž optimalizace hlavních i vedlejších výrobních časů, a tedy i redukce nákladů na výrobu. V automobilovém průmyslu je často nutná rychlá výměna nástroje z důvodu jeho opotřebení nebo při změně produkce. Tato výměna nástroje naruší chod celé linky a výroba je nucena být na určitou dobu přerušena. V tomto typu průmyslu, kde bývají denně vyrobeny stovky až tisíce aut, je toto přerušení výroby velice nákladné z důvodu nižší produktivity, a proto každá minuta hraje roli v redukci finančních ztrát. Z toho důvodu se do výrobních linek integrují komponenty, které tuto výměnu nástroje realizují co nejrychleji. Na trhu existuje mnoho systémů, které jsou určené k rychlé výměně nástroje QDC (z anglického Quick Die Change). Jedním z nejrozšířenějších celků, užívaných pro vícetonážní lisy, jsou tzv. vyjížděcí stoly. Tyto stoly musí zaručit určitou nosnost a zároveň jeho pohony umožnit určitou rychlost pohybu stolu dovnitř a mimo pracovní oblast lisu.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Lisy v automobilovém průmyslu

V automobilovém průmyslu jsou nejvíce používány karosářské lisy, které mohou stát samostatně, či být součástí automatizovaných tvářecích tandemových linek, ale můžeme najít i lisy, které dokážou automatickou linku nahradit (transferové). Většina těchto uvedených lisů jsou mechanického či hydraulického typu.

#### 2.1.1 Karosářské lisy

Jak už bylo řečeno, lisy, které jsou určeny pro plošné tváření rozměrných dílů, jako jsou části karosérii aut, jsou nazývány karosářské. Berany těchto lisů jsou navrženy pro plošné rozložení síly a jejich zdvihy se většinou pohybují v rozmezí 300 až 800 mm. Vzhledem k tomu, že jejich upínací plochy jsou větších rozměrů, bývají tyto lisy řešeny nejčastěji jako 2 bodové či 4 bodové. Pro operace tažení se na karosářských lisech využívá tzv. přidržovačů, sloužících k přidržení a vysunutí výlisku z nástroje. Tyto lisy bývají často konstruovány v koncepcích s přidavnými mechanismy, jako jsou právě přidržovače, přidržovací berany, koleno-pákové či zpomalovací mechanismy, a také pro rychlou výměnu nástroje jsou jejich součástí vyjížděcí stoly. [4]

Na následujícím obrázku (Obr. 2) lze vidět příklady výlisků, které se mohou produkovat na karosářských lisech, jinými slovy přiřazení lisů a lisovacích linek dle jejich celkové síly ke konkrétnímu příkladu části karoserie.

	<b>Malé</b> 3,150 to 12,500 kN		<b>Velké</b> 30,000 to 45,000 kN
	<b>Střední</b> 16,000 to 25,000 kN		<b>Velmi velké</b> 50,000 to 90,000 kN

Obr. 2) Příklady výlisků z karosářských lisů a linek a jejich potřebné celkové tvářecí síly [58]

#### 2.1.2 Tandemové linky

Tandemová linka je automatická linka složena z více lisů např. karosářských (seřazených za sebou v tzv. tandemu), každých určených pro jinou tvářecí operaci např. tažení, ražení, stříhání, ohýbání apod. Mezi lisy většinou nejsou umístěny zásobníky pro součásti, určené pro další operaci, ale dílce jsou přímo předány z pracovního prostoru jednoho lisu do pracovního prostoru druhého. Tento pohyb výlisků mezi operacemi je zaručen různými formami podavačů, nejčastěji pomocí robotů (Obr. 3) či robotických ramen. Kromě automatické a poloautomatické výměny může být pohyb prováděn manuálně. Nejen v automobilovém průmyslu není manuální transfer žádaný, a to z důvodů pomalé rychlosti výměny a tudíž produktivity, nebo také kvůli menší přesnosti a lidskému faktoru. Automobilové linky jsou proto většinou plně automatické. Právě karosářské lisy, bývají součástí těchto tandemových linek. [5]



Obr. 3) Tandemová linka s vyjížděcím stolem společnosti FAGOR [7] (vpravo si lze všimnout systému pro QDC – vyjížděcí stůl)

### Výhody tandemových linek

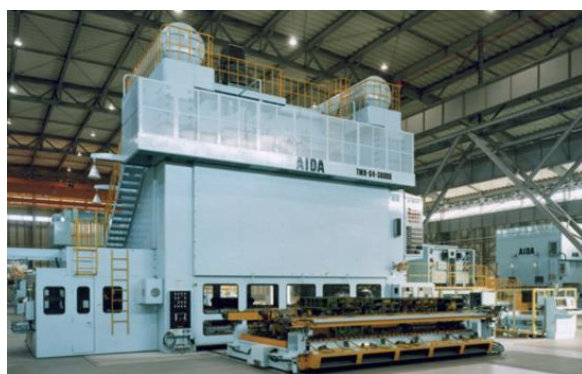
- Jednodušší konstrukce lisů i nástrojů
- Vysoká produktivita a menší počet zaměstnanců v případě plně automatizované linky
- Flexibilní při změně produkce při použití systémů pro rychlou výměnu nástroje (angl. zkratka QDC - Quick Die Change)

### Nevýhody tandemových linek

- Manuální a poloautomatický pohyb výlisků vede k menší produktivitě
- Vyšší náklady
- Větší prostorové požadavky

### 2.1.3 Transferové lisy

Tandemové linky umožnily vznik transferových lisů. Operace na každém lise tandemové linky jsou nahrazeny jedním zdvihem transferového lisu. Je to díky tomu, že tyto stanice a nástroje jsou integrovány v jednom velkém lisu (Obr. 4), a tedy při každém zdvihu, je vždy jeden výlisek kompletně hotov. V pracovním prostoru lisu je při každém zdvihu současně zpracováváno více výlisků v určitém počtu pozic. Výlisky jsou mezi operacemi, resp. nástroji automaticky posouvány transferovými systémy pomocí vačkových mechanismů spojených s hlavním pohonem, nebo pomocí nezávislého motoru, jehož pohyb je synchronizován se zdvihem lisu. [5]



Obr. 4) Transferový lis s vyjížděcím stolem společnosti AIDA [6]



### Výhody transferových lisů

- Integrace více operací v jednom lisu
- Vyšší produktivita z důvodu kratších transportních vzdáleností – možných více než 15 komponentů za minutu
- Kompaktní design s menším zástavbovým prostorem
- Flexibilní při změně produkce při použití QDC systémů
- Menší náklady na údržbu a energetickou spotřebu

### Nevýhody transferových lisů

- Drahý nástroj/nástroje
- Při chybě v jedné operaci musí být celý lis zastaven
- Menší variabilita výlisků
- Vysoké počáteční náklady – v rozsahu až 1,5x vyšší než u tandemové automatické linky

Tab. 1) Srovnání manuálních a automatických tandemových linek s transferovými lisy [5]

Charakteristika	Tandemová manuální tvářecí linka bez vyjížděcího stolu	Tandemová automatická tvářecí linka s vyjížděcím stolem	Transferový lis s vyjížděcím stolem
Celková tonáž lisu	100 %	100 %	60 – 70 %
Celková hmotnost	85 – 90 %	100 %	60 - 70 %
Požadovaná plocha zástavby	70 – 90 %	100 %	50 – 60 %
Energetická náročnost	90%	100 %	30 – 60 %
Dopravní vzdálenosti	90 – 100 %	100 %	50 - 60 %
Náklady na nástroj	80 – 90 %	100 %	110 – 120 %
Náklady na přestavění nástroje	0 – 20 %	0 – 20 %	10 – 100 %
Různorodost výlisků	100 %	100 %	30 – 50 %
Porucha jedné stanice	přemostění	přemostění	lis nepracuje
Seřizovací časy	300 – 500 %	100 %	5 – 50 %
Produkce beze změny nástroje	40 – 70 %	100 %	130 - 150 %
Produkce s 1 změnou nástroje	20 – 50 %	100 %	110 - 120 %
Požadavky na pracovní sílu	200 – 400 %	100 %	50 – 70 %
Investiční náklady	75 – 85 %	100 %	60 – 80 %
Výrobní náklady bez materiálu	120 %	100 %	40 – 70 %

## 2.2 Systémy pro rychlou výměnu nástrojů (QDC)

Jedním z kritických faktorů během procesu lisování je výměna nástroje. Jak již bylo v úvodní kapitole zmíněno, z hlediska zefektivňování výroby v automobilovém průmyslu je žádoucí redukovat časy určené pro výměny nástrojů při nutné změně produkce. Toto zkracování časů a zvýšení produktivity je možné používáním zařízení určených pro rychlou výměnu nástroje. QDC systémy neslouží pouze jako pomocník pro redukcí doby trvání výměny z několika hodin na pár minut, ale i ke snížení fyzické námahy obsluhy, k zajištění bezpečnosti práce při této výměně, či k rychlému a spolehlivému upnutí nástroje.

*QDC systémy lze rozdělit do tří různých kategorií dle účelu, ke kterému jsou určeny [9]:*

- **QDC pro upnutí nástroje**

K upnutí nástroje se nejčastěji používají mechanické nebo hydraulické upínky.

- **QDC pro přemístění a pozicování nástroje**

Tato zařízení umožňují nástrojům být umístěny a pozicovány do pracovního prostoru lisu (resp. vyjmuty) co nejrychleji a co nejpresněji. Eliminují se tímto problémy, které mohou vzniknout při manuálním přemístění nástroje, a také se tím snižuje pravděpodobnost jeho poškození během této manipulace. Mezi tyto zařízení patří: push-pull systémy, přídatné konzoly, valivé zvedací lišty, mobilní nástrojové vozíky a fixní stoly.

- **QDC pro transport nástroje**

Transportní zařízení slouží k bezpečnému a krátkodobému přesunu nástroje mezi úložným skladem a lisem. Typickými představiteli těchto systémů jsou mobilní nástrojové vozíky, a hlavně vyjížděcí stoly.

*QDC systémy lze také třídit dle stupně automatizace, kterým jsou operovány:*

- **Manuální**

V současné době se ruční výměna nástroje v automobilovém průmyslu téměř neprovádí z důvodu mnohem delších časů výměny či bezpečnosti operátorů. V případě manuální výměny se používají např. páčidla.

- **Poloautomatické**

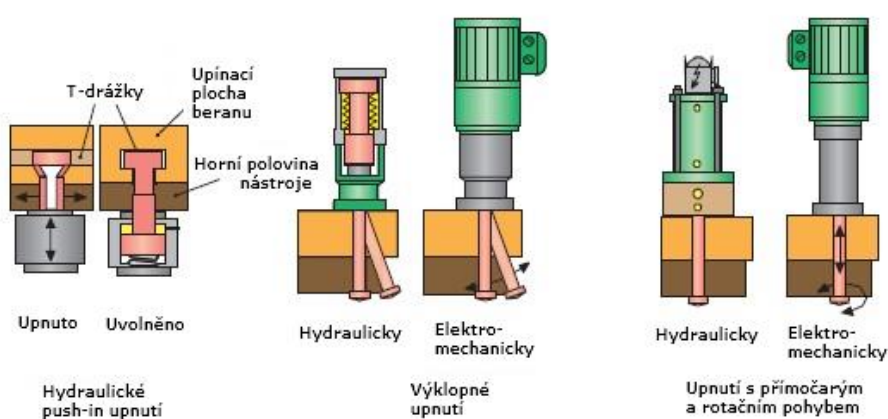
Tyto systémy se používají většinou při výměně menších a středně velkých a lehkých nástrojů. Nástroj je většinou upnut v pracovním prostoru pomocí hydraulických upínek, dále je při výměně tlačítkem uvolněn, upínky odstraněny ručně, nástroj je hydraulicky na valivé liště umístěn v T-drážkách přizvednut a ručně vytlačen na závěsné nebo sklápěcí konzoly lisu. [4]

- **Plně automatizované**

Automatická výměna se používá u větších a hmotnějších nástrojů. Po ukončení operace lisování je lis přepnut do režimu „Výměna nástrojů“ a cyklus výměny je proveden zcela automaticky, bez zásahu člověka. Nástroj je po odepnutí a hydraulickým přizvednutím vysunut pomocí motoru z lisu na konzoly, nebo na vyjížděcí stůl. Stejným, ale opačným způsobem je další připravený nástroj zavezen do pracovního prostoru lisu. [4]

### 2.2.1 Upínky

Mezi příslušenství lisů, sloužící k rychlé výměně nástrojů, patří komponenty, které mají za účel upnout nástroje ke stolu lisu. Nejčastějším typem upínek jsou mechanické, hydraulické a elektromechanické. V poslední době se v průmyslu uplatňují magnetické upínky s Neodymiiovými či Alnico magnety, které zaručují nejkratší časy upnutí (v rámci sekund), jsou lehce instalovatelné a adaptivní na různé lisy, bezpečné, zaručující perfektní kvalitu povrchu výlisků, ale ze všech typů upínek lze tyto pořídit za nejvyšší cenu. Pro plně automatizovanou výrobu jsou nejvhodnější hydraulické, které ihned po přívodu kapaliny provedou upnutí nástroje. V případě mechanického upnutí, upínka musí být manuálně přichycena, nejčastěji pomocí šroubu. Dle konstrukce lze hydraulické (resp. elektromechanické) upínky dělit na přímočaré či výklopné (viz Obr. 5). [9][10]



Obr. 5) Typy upínek [10]

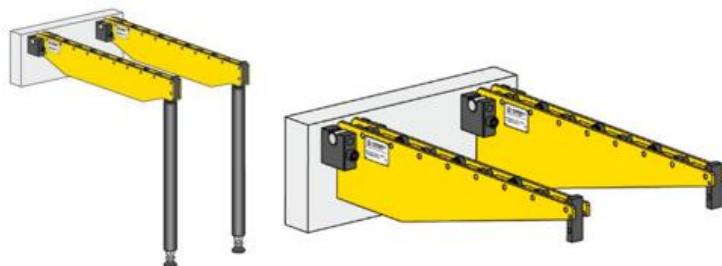


Obr. 6) Příklad magnetických upínek [22]

### 2.2.2 Přídavné konzoly

Nástrojové konzoly (známé také jako stolová ramena) jsou ramena vybavena většinou válečky, která se připojují jako rozšíření ke stolu lisu, aby vytvořila přídavný prostor pro přesun nástroje lisu a jeho přípravu k výměně. Poté, co je nástroj vysunut z pracovního prostoru lisu na tyto konzoly, je připraven pro další manipulaci, např. pomocí jeřábu či vysokozdvizného vozíku. Tyto konzoly jsou vhodné zejména pro menší lisy, z důvodu jejich nosnosti (většinou bývá uvedeno maximum okolo 3-4 tun). Pro hmotnější nástroje, mohou být tyto konzoly vybaveny podpěrami, které tímto mohou zvýšit celkovou nosnost až na 20-25 tun. Jsou také velmi vhodným ekonomickým řešením, protože nejsou náročné na výrobu a jsou lehce skladovatelné. V průmyslu lze najít konzoly jak sklápěcí horizontálně nebo vertikálně, tak závěsné (Obr. 7). Nástroj může být v případě hmotnosti

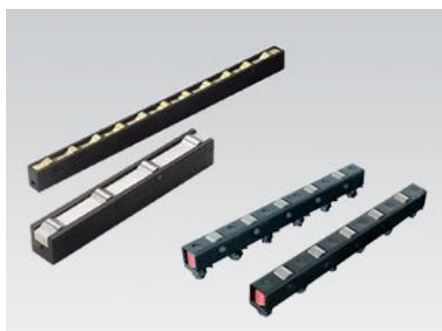
do 3 tun přesouván po konzolách manuálně, v případě větších hmotností a automatické výměny jsou konzoly vybaveny elektrickým motorem (tlačno-tažný systém). [8][10][11][4]



Obr. 7) Závěsné konzoly s podporou (vlevo) a bez podpory (vpravo) [12]

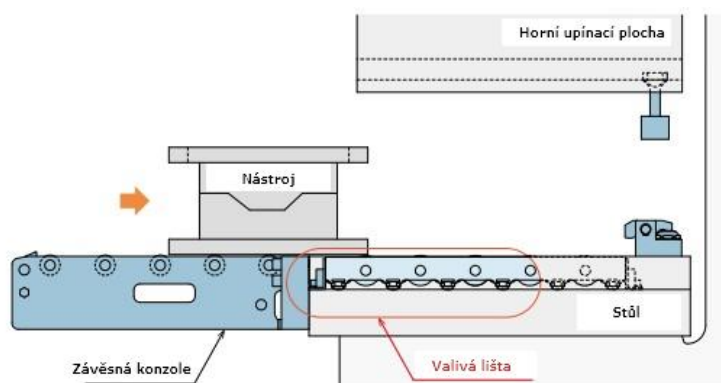
### 2.2.3 Valivé zvedací lišty

Nástrojové lišty jsou komponenty obsahující valivé elementy (kuličky či válečky), aby minimalizovaly povrchové tření při přesunu nástroje ze stolu nebo na stůl lisu, a tímto urychlily výměnu nástroje. Tyto lišty jsou namontovány do T-drážek nebo U-drážek stolu. Během lisování jsou valivé elementy schovány v liště pod úroveň stolu lisu. Nástroj je poté uvolněn a lis otevřen. Valivé elementy pak zvednou nad úroveň stolu nástroj, který je připraven pro jednoduché přemístění z lisu. Nástroj je poté přesunut dále, např. na přidavné konzoly. (Obr. 9) [11]



Obr. 8) Příklady valivých zvedacích lišt [15]

Lišty s hydraulickým zvedáním jsou zvedány pomocí hydraulické kapaliny přiváděné pod píst, který ovládá zvedání valivých elementů. Při přerušení hydraulického tlaku je lišta vrácena do své původní polohy pomocí pružiny a nástroj se opět dotýká povrchu stolu.

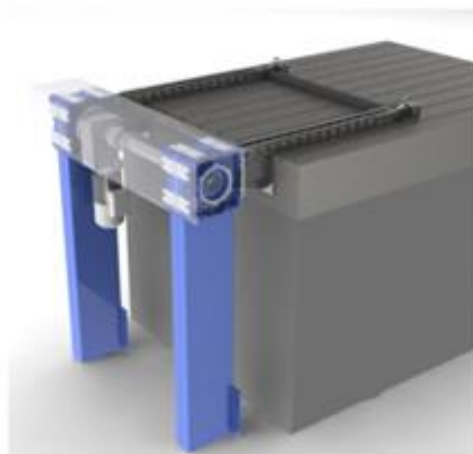
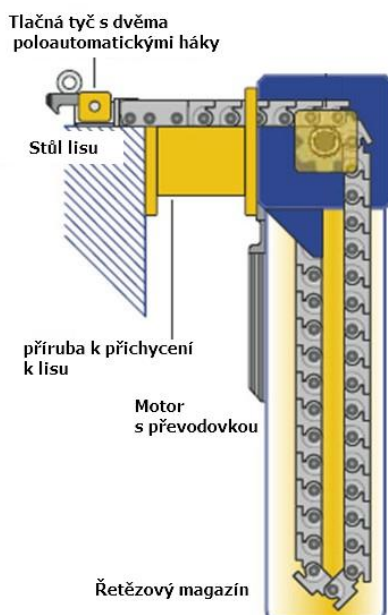


Obr. 9) Princip užití zvedacích lišt a přidavných konzol [13]

## 2.2.4 Push-pull (dále PPS) systémy

PPS neboli tlačno-tažné systémy umožňují rychlou (v rámci 15 minut), efektivní a bezpečnou výměnu nástroje, a to díky pomoci motorizovaného tuhého řetězového mechanismu. PPS se skládá z jednoho nebo dvou řetězů, které jsou nejčastěji poháněny elektromotorem s převodovkou. Lze najít i verze s hydraulickým či pneumatickým pohonem. Většinou se pohybuje pouze příčná lišta s řetězem. Tento mechanismus vytlačí nástroj z referenční pozice v lisu do pozice na výměnu (konzola, stůl, vozík apod.) V případě umístění nového nástroje, mechanismus táhne tento nástroj zpět do středu lisu. Princip mechanismu lze vidět na obrázku (Obr. 10) vlevo.

Hlavní výhodou je bezpečná výměna těžších nástrojů, které už by nebylo možné přesunout pouze manuálně pomocí operátora. Tyto mechanismy mohou být fixně (možné jsou i verze mobilní) montovány na podlaže vedle stolu lisu (Obr. 10 vpravo), na stole nebo loži lisu v kombinaci s přídatnými konzolami nebo jejich součástmi. Často bývají umístěny i na mobilních vozících (Obr. 11) či součástí vyjížděcích stolů. Systémy jsou vhodné pro nástroje max. do hmotnosti 50 tun. [16]



Obr. 10) Princip PPS mechanismu (vlevo), PPS systém vedle stolu (vpravo) [8][16]

## 2.2.5 Mobilní nástrojové vozíky

Mobilní vozíky jsou určené pro transport těžkých nástrojů (až 120 tun) mezi nástrojovým skladem a lisem. Na rozdíl od vyjížděcích stolů mobilní vozíky nepřenášejí sílu lisu. Mohou být mobilní ve všech směrech, ale velmi častý je pohyb vozíků po dané dráze, resp. kolejnicích. Vozíky jsou poháněny většinou elektricky (akumulátorem) nebo hydraulicky. Nejčastější výbavou vozíků bývají i řetězové PPS pro jednoduché přesunutí nástroje na stůl a ze stolu, jak lze vidět na Obr. 11.

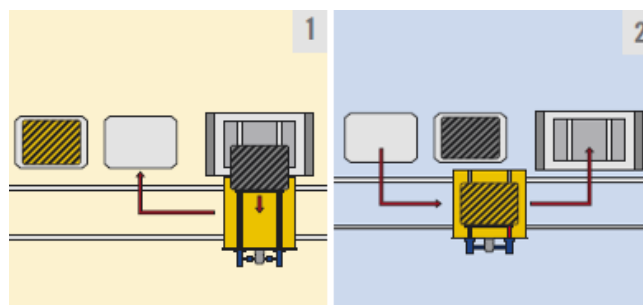


Obr. 11) Elektricky poháněný vozík s PPS výbavou firmy SERAPID (vlevo) a mobilní vozík se 2 stanicemi pro 2 nástroje, vedený po kolejnicích (vpravo) [17] [18]

Aby byla výměna nástrojů při užití mobilních vozíků vedených po kolejnicích co nejefektivnější, systém kolejnic a vozíků by měl být určitým způsobem uspořádán. V průmyslu se užívají 4 nejčastější uspořádání pro výměnu nástrojů [11][19]. Každý z těchto systémů může být upraven dalšími modifikacemi, a to hlavně v počtu platform a vozíků. [20]

- **Systém s 1 vozíkem s 1 nástrojovou platformou**

Toto uspořádání se skládá z jedné platformy na jednom vozíku pro nástroj, dále pak z jednoho PPS a dvou stolů pro starý a nový nástroj. Systém je vhodný pro jeden lis. Díky dvěma stolům může proces výměny začít během operujícího lisu. Obr. 12 znázorňuje schématicky tento proces rychlé výměny nástroje. V kroku č.1 je starý nástroj vytažen z lisu na vozík. Poté je převezen na pravý stůl. V kroku č.2 vozík přijíždí k levému stolu s novým nástrojem, naloží ho a poté přiveze k lisu, kde je vytlačen na pracovní pozici. Tato metoda bývá většinou levnější variantou než v případě užití vyjížděcího stolu. Čas výměny nástroje se pohybuje do 5 minut. [11][19]

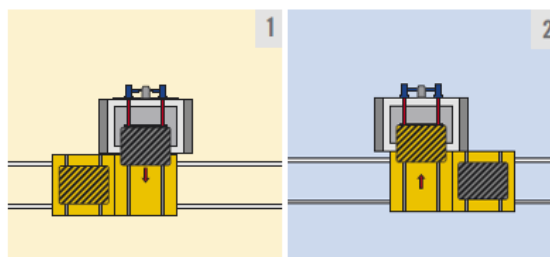


Obr. 12) Schéma procesu výměny v případě 1 vozíku a 1 platformy [11]

- **Systém s 1 vozíkem se 2 nástrojovými platformami**

Systém je složen z jednoho vozíku osazeného dvěma platformami a jeden PPS umístěný výhodně za lisem (také je možné mít dva PPS na vozíku - na každé platformě jeden) Toto uspořádání je výhodné, protože čas výměny může být zkrácen až na 3 min. a tedy využití lisu je poté vyšší, což má za důsledek rychlejší návrat investic. Obr. 13 ukazuje postup výměny. Starý nástroj je odtlačen na prázdnou platformu, vozík se posune o kousek dále k napolohování vedlejší platformy. Nový nástroj je natažen do pracovního prostoru lisu a vozík poté odjíždí vyložit starý nástroj na skladné místo. [11][19]

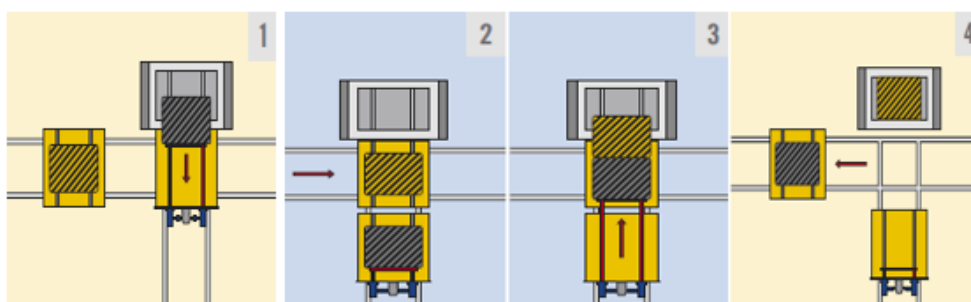




Obr. 13) Schéma procesu výměny v případě 2 platformem na 1 vozíku [11]

- **Systém s 2 vozíky každý s 1 platformou (T-systém)**

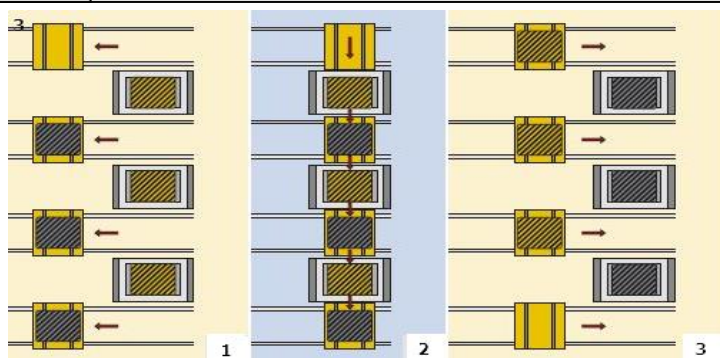
Tato kombinace využívá dvou vozíků, každý s jednou platformou, kolejnicová trať je vymezena do tvaru T. Z tohoto důvodu se bývá tento systém označován jako T-systém. PPS systém je součástí jednoho vozíku. Uspořádání je považováno za velmi efektivní a nabízí velkou flexibilitu. Velkou nevýhodou jsou náklady a také zástavbový prostor kolejnic, který je v tomto případě bohužel velký. Postup výměny je popsán na Obr. 14. V 1. kroku přijíždí ze strany lisu pro starý nástroj vozík vybavený PPS. Vedle něj se nachází připravený vozík s novým nástrojem. PPS na prvním vozíku vytáhne starý nástroj z lisu a vozík se přesune po kolejnicích, které jsou kolmé k předešlé kolejnici, směrem od lisu. Ve 2. kroku lze vidět, že vozík s novým nástrojem se přesune mezi lis a vozík se starým nástrojem. Ve 3. části výměny PPS (nyní užitý pro dva vozíky) tlačí starý nástroj směrem na platformu s novým nástrojem, který se zároveň posune do prostoru lisu. Vozík, který původně dovezl nový nástroj, nyní odváží starý nástroj do skladu, jak lze vidět v posledním kroku. [11][19]



Obr. 14) Schéma procesu výměny v případě 2 vozíků každý s 1 platformou (T-systém) [11]

- **Systém Domino**

Toto řešení je vhodné pro automatické linky, kde jsou nástroje vyměněny ve stejný čas najednou. Doba výměny se může pohybovat okolo tří minut. Další výhodou je úspora místa, protože mezery mezi lisami jsou minimalizovány skoro až na šířku vozíku. Bohužel je tento systém velice nákladný a také je nutné synchronizování automatických funkcí pro každý nástroj. Princip je znázorněn na Obr. 15. Vozíky s novými nástroji se najednou přemístí před lisy. Pro výměnu je vždy připraven o jeden vozík více než je počet lisů, u kterých se mění nástroj (krok 1). Vozíky a lisy jsou nyní co nejpřesněji v jedné řadě. Nové nástroje jsou vytlačeny do prostorů lisů, staré jsou ve stejný čas přesunuty na nyní už prázdné vozíky. Tomuto se říká pohyb „Domino“. Ve třetí etapě vozíky odvezou staré nástroje do skladových prostor. [11][19]

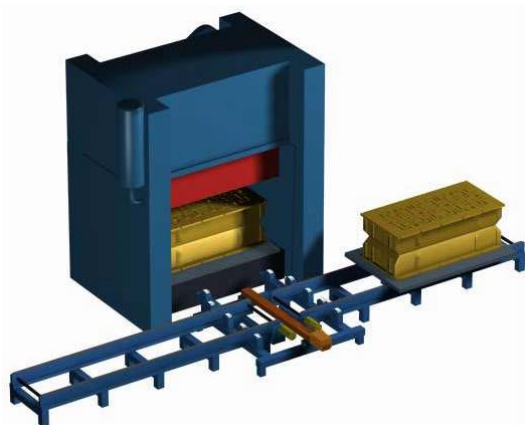


Obr. 15) Schéma procesu výměny užitím systému Domino [11]

## 2.2.6 Fixní stoly

Tyto typy příslušenství pro transport nástroje jsou většinou na pevně fixovány k podlaze ze zadní či přední části lisu. Stoly jsou vhodné pro těžší nástroje a obsahují většinou přídatná zařízení jako jsou zvedací lišty a PPS k pozicování do prostoru lisu. Mohou stát samostatně nebo je lze mít uspořádány do písmene “T” nebo “L”, aby se mohl jak starý, tak nový nástroj pohybovat současně. Časy výměny se pohybují v rozmezí 3-15 min pro samostatný stůl, v případě určitého uspořádání více stolů či jednoho většího lze tento čas snížit až na 3-5 min. [9]

“T” uspořádání je navrženo pro tři různé pozice - vlevo, vpravo a uprostřed. Nový nástroj může být připraven před výměnou nalevo či napravo. Jakmile se lis zastaví, automatický PPS je aktivován a vytáhne starý nástroj z lisu na prostřední pozici. Poté další PPS posune starý nástroj na prázdnou pozici vlevo či vpravo, nový nástroj je posunut do prostřední lokace a nato do pracovního prostoru lisu, resp. na pracovní stůl. [9] T-stůl lze vidět např. na následujícím obrázku (Obr. 16).



Obr. 16) T-stůl firmy ATLAS TECHNOLOGIES [20]



## 2.3 Vyjížděcí stoly

### 2.3.1 Základní popis

Spolu s vozíky je nejčastějším řešením transportu nástroje a QDC systému tzv. vyjížděcí stůl. Tyto stoly jsou motorizované a jejich pohyb je určen, a tedy i limitován dráhou kolejnic. Jsou hlavně používány pro velké výlisky a těžké nástroje. V automobilovém průmyslu bývají tyto stoly součástí automatických linek, a tudíž je žádané, aby výměna byla co nejefektivnější. Toho je docíleno právě pomocí těchto motorizovaných stolů, které v kombinaci s hydraulickými upínkami zaručují nejrychlejší výměnu. Čas výměny závisí na počtu užitých stolů, na výměnném systému určených kolejnicemi a na výkonu motoru.

*Dle počtu stolů použitých během výměny, lze operace výměny dělit na dva typy:*

- **Operace s jedním stolem**

V případě použití jednoho stolu pro výměnu nástroje je stůl přesunut mimo pracovní prostor lisu, a to buď za lis, nebo na bok lisu. Jakmile dosáhne stůl této pozice, nástroj může být pomocí operátora uvolněn a poté, např. užitím jeřábu, přesunut do skladu. Stůl je potom volný a připravený pro vyzvednutí nového nástroje, který je poté vytažen do pracovního stolu lisu a stůl je přesně napozicován. Celý proces může být zkompletován během 10-15 minut. Výhodou tohoto systému s jedním stolem je jednoduchá instalace nástroje. Bohužel při užití jednoho stolu je lis nevyužit, protože je během výměny nástroje produkce zastavena. Aby se doba, kdy je lis mimo provoz zredukovala na minimum, užívají se systémy se dvěma stoly.

- **Operace se dvěma stoly**

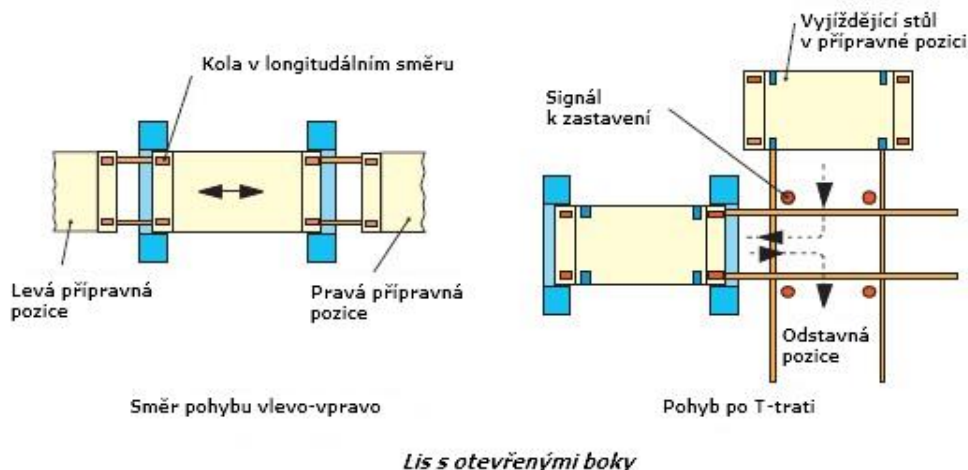
Pro rychlejší výměnu se používají stoly dva, které mohou být přesunuty z boční strany lisu na druhou stranu (side-to side) nebo zepředu lisu dozadu (front-to-back). Někdy jsou stoly přesouvány i po tzv. T-dráze. Preferovanější je způsob ze strany na stranu. Druhý stůl umožňuje operátorovi předpřipravit nový nástroj k výměně, takže se ušetří čas k upínání. Po ukončení lisování první stůl se starým nástrojem vyjede z prostoru lisu a současně (pokud je to dovoleno typem dráhy výměny) je druhý stůl s novým nástrojem natažen

do prostoru lisu. Toto umožňuje dostat se s časem celkové výměny až pod 5 minut. Hlavní výhodou je tedy tato redukce času a větší produktivita lisu. Nevýhodou systému je potřeba větší zástavbové plochy pro druhý stůl, který není využíván.

*Dále lze operace dělit na dva typy podle dráhy výměny stolu či stolů:*

- **Side-to-side**

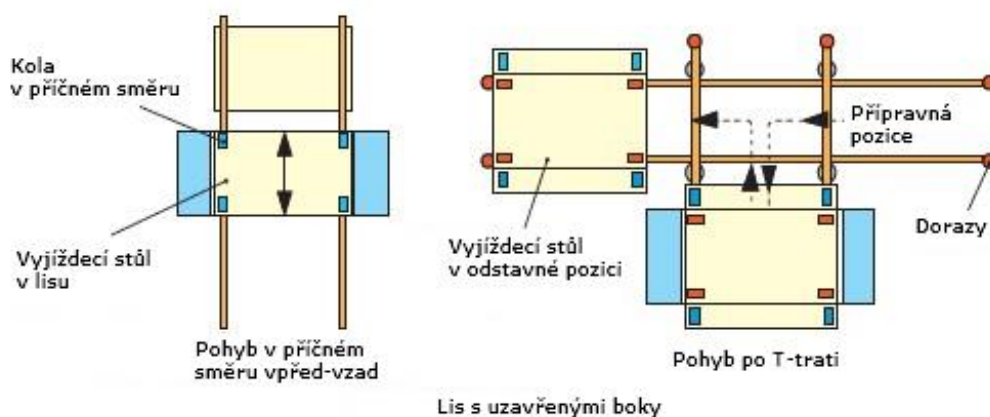
V případech, kdy je pracovní prostor lisu přístupný ze všech stran, pohyblivé stoly jsou většinou přemístěny ve směru ze strany na stranu (z anglického side-to-side). Nevýhodou je velký zástavbový prostor, ale modifikací přímé tratě na trať ve tvaru T není tato nevýhoda tak výrazná.



Obr. 17) Uspořádání Side-to side resp. left-right [10]

- **Front-to-back**

Při užití lisů přístupných pouze ze dvou stran jsou stoly transportovány ve směru zepředu dozadu či naopak. (z anglického front-to-back). Modifikací je opět T-trat', kdy stůl vyjede z lisu pouze jedním směrem, čímž se opět ušetří místo na pracovišti. Nevýhodou je složitější konstrukce stolu pro pohyb v obou směrech.



Obr. 18) Uspořádání front-to-back [10]

### 2.3.2 Vhodné pohony vyjížděcích stolů [23]

V průmyslu lze použít pro pohony zařízení tři hlavní typy pohonů dle energie, která se přeměňuje na mechanickou. Mezi ně patří pohony elektrické, hydraulické a pneumatické.

- **Elektrický pohon**

Nejpoužívanějším pohonem v průmyslu je jednoznačně pohon elektrický. Je založen na principu přeměny elektrické energie v energii mechanickou. Systém elektrického pohonu je složen z několika prvků, jako jsou prvky napájecí, regulační, řídicí, signalizační a hlavně elektromotoru. Elektromotory využívají k přeměně na mechanickou energii účinků magnetického pole. V průmyslu se lze setkat z mnoha typů elektromotorů, jako jsou motory synchronní, asynchronní, krokové, aj. Speciálním typem motoru je lineární motor, který nevykonává rotační pohyb, ale pohyb translační. Jeho stator i rotor jsou totiž rozvinuty do délky podél dráhy pojezdu. Tento typ má mnoho výhod jako je bezpřevodová konstrukce

pohonu, v případě užití magnetického vedení i absence mechanického opotřebení vlivem vzduchové mezery oddělující pohyblivé a nepohyblivé části stroje. Užívá se např. pro pohon vlaků Maglev pohybující se na magnetickém polštáři, či u polohovacích systémů.

Tab. 2) Srovnání výhod a nevýhod elektrického pohonu

Výhody	Nevýhody
Spolehlivost	Závislost na dodávce elektrické energie
Snadné ovládání a údržba	Nebezpečí úrazu elektrickým proudem
Vysoká účinnost	Omezená přetížitelnost
Není zdroj zplodin	
Nejvyšší přesnost řízení	
Možnost napájení bateriemi	
Nízká cena	
Vysoký rozsah otáček a momentů	
Provedení pro jakýkoli výkon	

#### • Hydraulický pohon [24][25]

Hydraulický pohony patří mezi hydraulická zařízení, ve kterém je přenos energie mezi vstupem a výstupem zprostředkován kapalinou. Mezi nejčastěji užívané hydraulické kapaliny patří minerální olej nebo voda. Aby byly tyto pohony nejúčinnější, musí být hydraulická kapalina co nejméně stlačitelná a její viskozita by měla být co nejméně závislá na teplotě.

Hydraulické pohony můžeme dělit na dva různé typy, závislé na přenosu energie mezi vstupem a výstupem. Prvním typem jsou pohony hydrostatické, které k přenosu využívají tlakovou energii pracovní kapaliny. Druhým jsou pohony hydrodynamické, které používají k přenosu energie kinetickou energii kapaliny. Lze je dělit také dle typu pohybu, který je nutný vyvinout, na přímočarý a rotační hydromotory. Typickým představitelem přímočarého hydromotoru je hydraulický válec, ve kterém se tlakem kapaliny pohybuje pístnice s pístem, který přímo bez užití rotačního převodu vyvine přímočarý pohyb. Toho se často užívá u zvedacích mechanismů. Tyto hydromotory mohou vyvinout síly na pístnici až v rámci několika MN. Rotační hydromotory vycházejí z principu hydraulických čerpadel. Energie kapaliny je transformována na mechanickou energii rotačního pohybu. Mezi tyto motory patří např. axiální, radiální pístové či zubové motory.

Součástí hydraulického systému nejsou pouze hydraulické motory. Pro vyvinutí dostatečného vstupního tlaku do pohonu, musí být v systému agregát s čerpadlem, které dodá pomocí hydraulických rozvodů (hadice, ventily, rozvaděče) žádaný tlak kapaliny.

Tyto pohony lze často najít ve strojírenství (lisy), stavebnictví (bagry) či v zemědělských strojích. Jak už bylo zmíněno, jsou velmi často užívané pro zvedací mechanismy, které se právě mohou nacházet i u vyjížděcích stolů lisů. Pokud je tento stůl používán v provedení T-tratě, je nutné stůl nadzvednout v případě změny směru pohybu vlevo-vpravo. Toho bude dále využito v návrhu a konstrukci vyjížděcího stolu.

Tab. 3) Srovnání výhod a nevýhod hydraulického pohonu [24][25]

Výhody	Nevýhody
Velké rozsahy otáček	Vysoké náklady na provoz a údržbu
Přenos velkých sil a momentů	Znečištění prostředí provozními kapalinami
Vysoká přesnost	Nutnost těsnění proti vlhku, prachu a korozi
Menší moment setrvačnosti	Menší účinnost než elektromotory
Užití bez převodů	Nutná filtrace, doplňování kapaliny
Menší rozměry než elektrické pohony	Velký zástavbový prostor (agregátu, čerpadlo, rozvody, ventily)
Plynulost pohybu	Viskozita kapaliny se mění s teplotou
Malé energetické ztráty	Obtížné nalezení poruchy
Možnost přetížitelnosti	Hořlavost oleje
Možnost akumulace	

#### • Pneumatický pohon

Pneumatické pohony pracují na stejném principu jako hydraulické, avšak pracovním médiem není hydraulická kapalina, ale vzduch. Při stlačování se vzduch ohřívá, a při rozpínání ve válcích ochlazuje, což vede k zamrznání vody a vzniku ledu. Proto se musí vzduch upravovat, kdy je z něj v odlučovačích odebírána přebytečná voda a mazivo. Co se týče poměru výkon/hmotnost, pneumatický motor je nadřazený většině jiných motorů. Jsou o 75 % lehčí a o 85 % menší než asynchronní elektrické motory stejného výkonu. Na rozdíl od hydraulických válců nejsou pneumatické válce plněny po celou dobu zdvihu, jelikož dochází k expanzi stlačeného vzduchu po určitou část zdvihu. Toho se využívá v úderových mechanismech, vibrátorech apod. Stlačený vzduch neumožňuje dosáhnout konstantní rychlosti pohybu pístu motoru. Stejně jako u hydraulického systému, pneumatický systém musí obsahovat spojovací potrubí či hadice, rozvaděče, ventily a další prvky. Navíc systém obsahuje odlučovače vody, maziv a domazávací zařízení [26][27][28]. Opět lze najít přímočaré (válce) a rotační motory (lamelové, zubové, pístové).

Tab. 4) Srovnání výhod a nevýhod pneumatického pohonu [26][27][28]

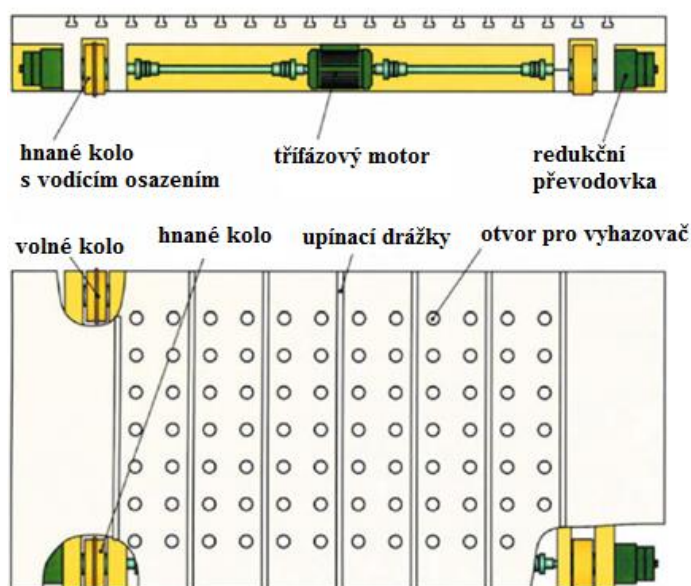
Výhody	Nevýhody
Dostupnost vzduchu a jednoduché skladování	Nutné rozvody a zdroj stlačeného vzduchu
Možné odvádět vzduch do okolí	Nízká účinnost
Necitlivost ke změnám teploty	Nutnost těsnění
Nenáchylný k rušení, nevytváří rušení	Nutné odlučovače vody a maziv
Nenáročná konstrukce a údržba	Vysoká hlučnost
Lze bez omezení spouštět a brzdit	Problém dosažení rovnoměrných pomalých pohybů
Velké rozsahy otáček	Vysoké náklady na energii
Poměr výkon/hmotnost	Poklesy tlaku netěsnostmi
Vhodné do rizikového a agresivního prostředí	

### 2.3.3 Řešení vybraných výrobců lisů (stolů)

Mezi největšího výrobce lisů a příslušenství na světě patří skupina SCHULER GROUP. Mezi další velké výrobce lisů a vyjížděcích stolů lze zařadit společnosti jako jsou PRESTON MAKINA, AIDA, FAGOR ARRASATE, LITOSTROJ RAVNE nebo také HYUNDAI ROTEM COMPANY.

#### • SCHULER GROUP

Jedním z největších výrobců lisů, a tedy i jejich příslušenství včetně vyjížděcích stolů je původně německá firma Schuler. Příklad konstrukce pohonu této firmy lze vidět na Obr. 19. Pro pohyb stolu je použit třífázový asynchronní motor s frekvenčním měničem a dvěma výstupními hřídeli. Náhon je na jednu nápravu (tedy dvě kola) s použitím brzdy. Otvory v upínací desce slouží pro spodní předržovač. [10]



Obr. 19) Vyjížděcí stůl firmy SCHULER [10]

## • HYUNDAI ROTEM COMPANY

Korejská firma HYUNDAI ROTEM COMPANY, která je mj. i výrobcem vysokorychlostních vlaků a obranných systémů, vyvinula lineární magnetický pohon s bezkontaktním vedením pro vyjížděcí stůl lisu, a tedy vyjížděcí stůl poháněn pomocí magnetické jednotky. Toto řešení má firma patentováno v roce 2012 (pozn. bohužel nebylo nalezeno více informací) a patentový list lze najít na webu [30].

## • LITOSTROJ RAVNE

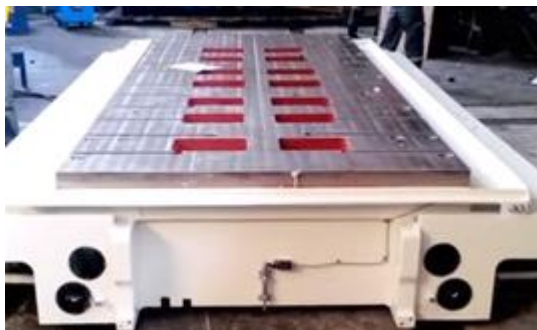
Firma LITOSTROJ RAVNE je slovinský výrobce jak mechanických, tak hydraulických lisů. Mechanické lisy vyrábějí až do jmenovité síly 40 000 kN. Na následujícím obrázku (Obr. 20) lze vidět příklad konstrukce vyjížděcího stolu této firmy. Stůl se pohybuje pouze v jedné ose, na koncích kolejnic lze vidět koncové dorazy. Stůl je ovládán ručním ovládáním. Dvě pojezdová kola obsahují vodící osazení, které vede stůl v přímém směru v drážce kolejnice.



Obr. 20) Vyjížděcí stůl firmy LITOSTROJ RAVNE [8]

## • PRESTON MAKINA

Zmíněná firma se sídlem v Turecku vyrábí hydraulické lisy včetně příslušenství, transferové systémy a zabývá se i další mezioperační manipulací. Na obrázku (Obr. 21) lze vidět mohutnější konstrukci vyjížděcího stolu, nejspíše vhodného pro větší jmenovité síly lisu.



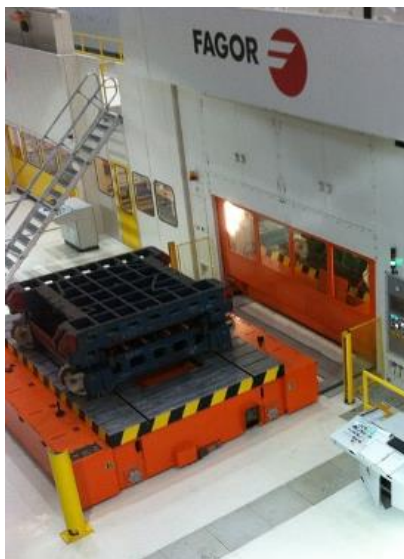
Obr. 21) Vyjížděcí stůl firmy PRESTON MAKINA [67]

## • FAGOR ARRASATE

Firma FAGOR ARRASATE patří mezi největší společnosti zabývající se výrobou lisů a linek, včetně příslušenství, zabývá se i výrobou robotizovaných tvářecích linek. Sídlo



firmy je nyní ve Španělsku, má také pobočky v Číně. Je výrobcem mechanických, hydraulických či servolisů se jmenovitou silou až do 150 000 kN. Na následujícím obrázku (Obr. 22) lze opět vidět příklad mohutného vyjížděcího stolu s rozměry 5000x2650 mm pro lis se jmenovitou silou 8000 kN.



Obr. 22) Vyjížděcí stůl firmy FAGOR [68]

#### 2.3.4 Možnosti přenosu elektrické energie

V průmyslu existuje mnoho různých druhů přenosu energie mezi zdrojem napětí a zátěží. Následující podkapitoly uvádějí základní druhy přenosu energie vhodné pro napájení vyjížděcích stolů.

- **Energetické řetězy**

Nejpoužívanější princip přenosu energií pro mobilní aplikace je pomocí energetických řetězů. Jde o to, že přívodní kabely, resp. hadice jsou umístěny většinou v kloubovém plastovém či kovovém řetězu, který se pohybuje spolu se zařízením. Jejich výhodou je nízká cena a hlavně modularita. Dají se skládat do libovolných délek, pro různé průřezy a počty kabeláže.



Obr. 23) Příklad energetického řetězu [41]

Jsou vhodné i pro užití vyjížděcích stolů, které vyjíždějí v jedné ose. Pro případ výměny stolu ve dvou osách (T-trat') se můžou stát nevýhodou. Zabudování by bylo jak z hlediska konstrukce, tak z hlediska montáže náročnější. Právě pro tuto aplikaci je vhodnější užití bateriového napájení a bezdrátové komunikace s PLC lisu.

## • Trakční baterie [38][39]

V případě aplikací, u kterých je žádoucí zbavit se dlouhých kabelů, které by se musely spolu se zařízeními vléct, je vhodnější pro napájení řídicích jednotek a následně motorů použít trakční baterie. Všechny kabely je tedy možné mít na vyjížděcím stole, a tudíž eliminovat i problémy, které by vznikaly s kabeláží při křížení stolů, resp. při změně směru pohybu. Přenos dat do PLC lisu je poté nutný mít realizován bezdrátově. Na trhu již existuje mnoho typů baterií, které mají různé rozměry, hmotnosti, kapacity a využití a také jsou vyrobeny z různých materiálů, které je nutné při výběru také zvážit.

Trakční baterie mají v dnešní době široký záběr využití, a to obzvláště v těchto směrech:

- Vysokozdvizné vozíky
- Plošiny
- Paletové vozíky
- Elektromobily, lodě, skútry
- Solární systémy
- Další elektrické mobilní aplikace

Výběr trakčních baterií používaných v průmyslu:

### 1) Li-On

Li-on neboli Lithium-iontové baterie jsou často používané baterie pro napájení mobilních zařízení jako jsou mobily, notebooky či hybridní automobily. Jejich poměr akumulované energie vzhledem k váze je velmi příznivý při srovnání klasických NiCd a NiMH baterií. Jsou bezúdržbové, mají dlouhou životnost a krátké nabíjecí časy.

Jejich hlavní nevýhodou je nutnost nabití aspoň 1x ročně v případě skladování. Je to dáno tím, že Li-On baterie jsou náchylné k samovybíjení pod stanovenou mez. Při nižších teplotách není možné využít rychlonabíjení, naopak při vyšších teplotách degradují. Většina je nevhodná pro průmyslové použití.

Jedním z nejpoužívanějších typů Li-on baterií je baterie **LiFePo4**. LiFePo4 neboli lithium-železo fosfátové baterie se řadí k akumulátorům s nejvyšší životností. Baterie je netoxická, a tudíž je možné ji recyklovat. Řadí se k modernějším akumulátorům, má velmi nízkou hmotnost, ale v porovnání s ostatními typy je výrazně dražší. Hlavní výhodou je nízká hmotnost vzhledem k velké kapacitě. Doba nabití je velmi krátká. Je vhodná i pro extrémní teploty. Lze ji vybíjet velkými proudy.

### 2) NiCd

Mezi hlavní výhodu Nikl-Kadmiového akumulátoru patří možnost rychlonabíjení, aniž by byla poškozena jeho kapacita. Dalším plusem je vysoká životnost a možnost skladování ve vybitém stavu. Dobře pracuje v aplikaci, kde je potřeba velké proudové zatížení a při extrémních teplotách. Cenově patří mezi dostupnější baterie. Jednoduché skladování a transport, jelikož nejsou omezeny regulačními kontrolami.

Na druhou stranu je nevýhodou, že obsahuje těžký kov jako je kadmium. Pro dosažení vyšších napětí je nutné zapojit do akumulátoru více článků, z důvodu nízkých napětí jednoho článku.



### 3) NiMH

Niklmetalhydridový akumulátor je obdobou NiCd. Kapacita oproti NiCd je mnohem vyšší - až 40% při stejné velikosti. Stejně jako NiCd se jednoduše převáží a skladuje. Je možné ho recyklovat, jelikož neobsahuje těžké kovy.

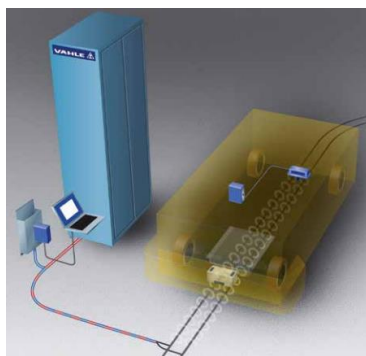
Horší použitelnost pro nízké teploty ( $< -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Skladování možné v nabitém i vybitém stavu. Je ale nutné je v průběhu roku několikrát vybíjet a nabíjet. Při zanedbání údržby dochází k nevratné ztrátě kapacity. Velkou nevýhodou je snížená životnost při hlubokém vybíjení. Je náchylný k přebíjení.

### 4) Pb - gelové

Olověné gelové akumulátory je nutné skladovat vždy v nabitém stavu, stejně jako Li-On. Při úplném vybití a uskladnění dojde k nenávratné ztrátě kapacity a může dojít i ke zničení akumulátoru. Jejich další nevýhodou je zhoršení elektrických vlastností v nízkých i vysokých teplotách a také to, že olovo patří mezi těžké kovy. Výhodou je jejich bezúdržbovost, vhodnost pro hluboké vybíjení a také jejich dlouhá životnost v případě správného používání. Dalším plusem je nízké samovybíjení baterie. Proto jsou stále jedny z nejpoužívanějších baterií. Z hlediska ceny patří tyto gelové baterie k nejlevnějším typům používaných v průmyslu.

- **CPS systémy [42]**

Velmi moderním způsobem obzvláště pro tzv. automaticky naváděná vozidla (AGV) či závěsné dráhy je použití bezkontaktního přenosu energie tzv. CPS (z anglického Contactless Power Supply).



Obr. 24) Princip napájení pomocí CPS [42]

Na obrázku (Obr. 24) lze rozeznat základní princip fungování CPS systémů. V podlaze jsou zabudované elektrické kabely, které vedou po celé délce pojezdu zařízení. Systém pracuje na principu elektromagnetické indukce mezi stacionárním zdrojovým vodičem umístěným v podlaze a pohybujícím se spotřebičem. Tento vysoce účinný systém je možný pro aplikace různých rychlostí či zrychlení, jsou prakticky bezúdržbové. Je to technologie bez jakéhokoliv mechanického kontaktu. Dále nejsou hlučné a jsou vhodné pro jakékoliv pojezdové vzdálenosti. Mezi nevýhody lze řadit nutnost čistého provozu, jelikož nečistoty mohou ovlivnit indukci. Systém by byl vhodný i pro vyjížděcí stoly, avšak problémy by mohly nastat právě v křížení kolejnic na T-tratích. Okolí kabeláže musí být tzv. Metal-free tzn. v okolí až 100 mm nesmí v dosahu kovové materiály, což by mohl být u vyjížděcího stolu také problém. Rozměry pick-up systému, umístěného na mobilním vozidle, jsou také velmi velké. Z těchto důvodů nebude v návrhu tento systém využit.



## 3 NÁVRH VYJÍŽDĚCÍHO STOLU

### 3.1 Vstupní parametry

Hlavní parametry potřebné pro návrh stolu a jeho pohonu jsou dány zadáním této práce. V následující tabulce (Tab. 5) jsou tyto parametry a jejich hodnoty uvedeny.

Tab. 5) Zadané parametry

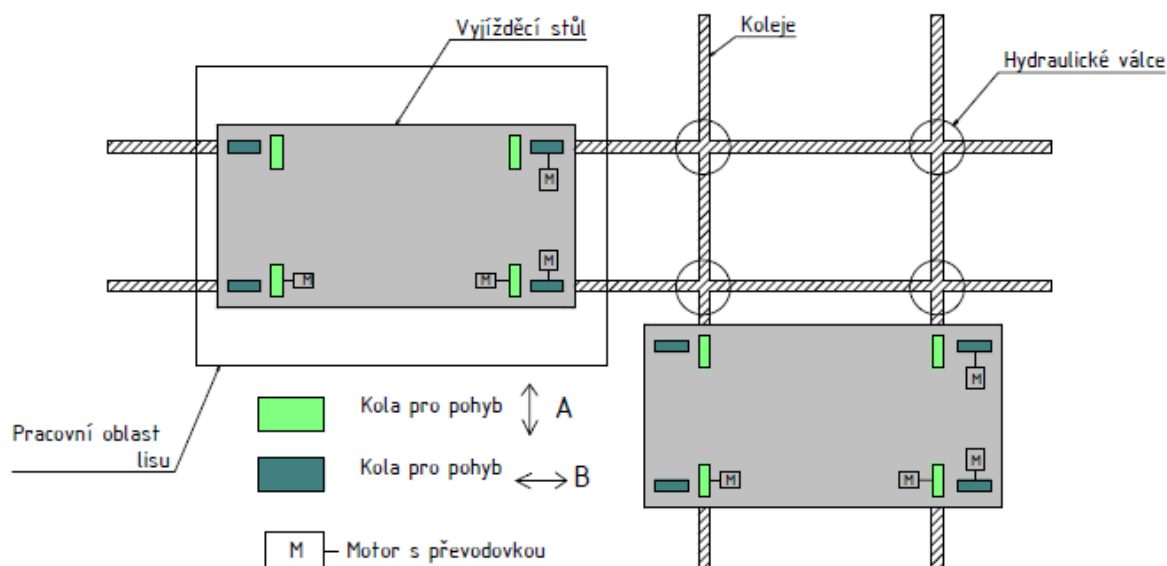
Parametr	Jednotka	Hodnota
Jmenovitá síla lisu	kN	14 000
Zdvih	mm	1 100
Max. rozevření lisu	mm	2 250
Rozměr upínací plochy beranu	mm	4 100 x 2 100
Rozměr upínací plochy stolu	mm	4 100 x 2 100
Nosnost vyjížděcího stolu	t	60
Výška vyjížděcího stolu	mm	700
Délka pojezdu vyjížděcího stolu	mm	5 000

Stůl bude proveden jako vyjížděcí do dvou směrů po T-trati dle Obr. 17 a Obr. 18 a to z důvodu rychlejší výměny starého a nového nástroje. Bude tedy nutné navrhnout mechanismus pro změnu směru stolu a také kolejiště, ve kterém se stůl bude pohybovat. V následující části práce bude navrženo více rozměrových variant, a to hlavně z hlediska optimalizace tloušťky upínací desky při zajištění určité potřebné tuhosti. Hmotnost má poté rozhodující vliv na výkon motoru, ale na druhou stranu tuhost stolu může být značně snížena. Tuto nevýhodu lze částečně zredukovat při použití vhodných tloušťek plechů a upínací desky stolu. Vzhledem k tomu, že karosářské lisy těchto rozměrů mívají otvory pro přidržovací kolík a dutinu pro stoličku přidržovače, bude i tento stůl mít ve spodní části tyto otvory a dutinu.

### 3.2 Základní kinematika stolu

Z kinematického hlediska bude stůl mít celkově 8 pojezdových kol, z čehož 4 kola jsou určena pro jeden směr a 4 ostatní kola pro směr kolmý na první směr. Základní kinematické schéma lze vidět na následujícím obrázku. (Obr. 25) Blízko oblasti (obrázek neodpovídá přesně následné výkresové dokumentaci), kde se koleje kříží, budou v podlaze zapuštěny hydraulické přímočaré motory, které stůl nadzvednou/poklesnou pro druhý směr pojezdu. Stejně tak v oblasti lisu budou tyto motory sloužit pro dosednutí stolu na spodní příčník.

Náhon v jedné ose bude proveden pomocí dvou motorů pohánějících na každé straně stolu jedno kolo. Provedení náhonů se nabízí více, a to náhon jedné nápravy pomocí jednoho motoru a rozvodových členů. Má to ale nevýhodu a tou je velký kinematický řetězec, složitější konstrukce a náročnější výroba a montáž. Taky v případě užití dlouhých hřídelů může dojít ke vzpříčení. Z tohoto důvodu je náhon pomocí dvou motorů, které budou elektronicky spřaženy, aby se navzájem nepředháněly.



Obr. 25) Kinematika vyjížděcího stolu

### 3.3 Návrh pojezdu

Základním parametrem pro výpočet všech pojezdových kol, hřídelů a ložisek je síla působící na celou pojezdovou soustavu. Tato síla je daná samotnou hmotností celého vyjížděcího stolu a jeho nosností. Z důvodu působení velkých sil na pojezd stolu budou pojezdová kola patřičně zpracována, konkrétně budou obrobená z kovaného polotovaru. Pro zlepšení tvrdosti funkčních ploch se užije tepelného zpracování povrchovým kalením (zušlechtěna na vyšší pevnost).

Pro správný návrh pojezdu jsou tedy nutné dva již zmíněné parametry. V našem případě se návrhová hmotnost stolu uvažuje **30 tun** a nosnost stolu činí ze zadání **60 tun**. Tyto dva parametry jsou nutné pro výpočet celkové teoretické síly, která na pojezd působí.

- **Celková teoretická síla vyvolaná působením stolu**

$$F_{c\_teor} = (m_{stolu\_teor} + m_{nos}) \cdot g = (30\,000 + 60\,000) \cdot 9,81$$

$$F_{c\_teor} = 882\,900\,N \quad (1)$$

kde:	$m_{stolu\_teor}$	[kg]	.....	teoretická hmotnost stolu
	$m_{nos}$	[kg]	.....	nosnost stolu
	$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	.....	gravitační zrychlení
	$F_{C\_teor}$	[N]	.....	celková teoretická tíhová síla

#### 3.3.1 Návrh a kontrola minimálního průměru pojezdových kol

- **Teoretická tíhová síla působící na jedno kolo**

Pro zjednodušení přepočtu celkové síly na jedno kolo je předpoklad, kdy celková tíha stolu  $F_{C\_teor}$  působí rovnoměrným rozložením na jednotlivá kola.

$$F_{kolo\_teor} = \frac{F_{C\_teor}}{p_{kol}} = \frac{882\,900}{4} = 220\,725\,N \quad (2)$$

kde:  $p_{kol}$  [-] ..... počet kol

$F_{kolo\_teor}$  [N] ..... teoretická tíhová síla působící na jedno kolo

#### • Průměr pojezdového kola

Z konstrukčních důvodů je zvolen průměr pojezdového kola 340 mm. Jeho kontrola bude následně provedena.

#### • Otáčky pojezdového kola

$$n_{kola} = \frac{v_{stolu}}{2 \cdot \pi \cdot R_{kola}} = \frac{0,15 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 0,17} = 8,43\,ot/min \quad (3)$$

kde:  $n_{kola}$  [ot/min] ..... otáčky pojezdového kola

$v_{stolu}$  [m/s] ..... rychlost stolu

$R_{kola}$  [m] ..... poloměr pojezdového kola

#### • Součinitel trvanlivosti

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} = \sqrt[3]{\frac{1700}{500}} = 1,5 \quad (4)$$

kde:  $f_h$  [-] ..... součinitel trvanlivosti dle [35]

$Y$  [hod] ..... trvanlivost pro střední druh provozu dle [35]

#### • Součinitel otáček

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,33}{n_{kola}}} = \sqrt[3]{\frac{33,33}{8,43}} = 1,58 \quad (5)$$

kde:  $f_n$  [-] ..... součinitel otáček dle [35]

#### • Kontrola maximální únosnosti kola

$$K_{max} = \frac{k \cdot D_{kolo} \cdot b_k \cdot f_n}{f_h} = \frac{12 \cdot 340 \cdot 75 \cdot 1,58}{1,5} = 322\,320\,N \quad (6)$$

kde:  $k$  [N/mm<sup>2</sup>] ..... součinitel materiálu a druhu provozu (střední) dle [43]

$b_k$  [mm] ..... účinná šířka pojezdového kola

$D_{kolo}$  [mm] ..... průměr pojezdového kola

$K_{max}$  [N] ..... maximální únosnost kola

Maximální únosnost kola pak musí splňovat podmínku:

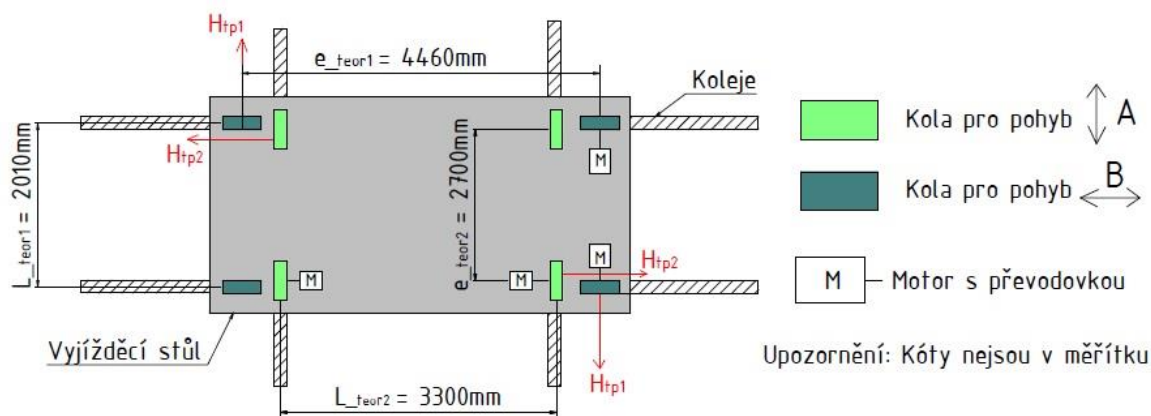
$$K_{max} > F_{kolo\_teor} \quad (7)$$

$$322\,320\,N > 220\,725\,N$$

Podmínka je splněna.

### 3.3.2 Výpočet axiální síly od příčeni stolu

Během poježdění stolu mohou vznikat (vlivem různých nečistot, střídavým třením kol o boky kolejnice, vlivem zpoždování jedné strany stolu vůči druhé či nepřesností výroby a montáže kolejové dráhy) axiální vodorovné příčné síly. Dle normy ČSN 73 0035 pro jeřáby lze tyto síly příčeni odhadnout výpočtem, který se zakládá na tom, že příčeni je děj, při kterém nákolky kol dosednou na stěny kolejnic. Schématicky je toto znázorněno na následujícím obrázku (Obr. 26)



Obr. 26) Schématický model příčeni dle ČSN 73 0035

Výpočet síly  $H_{pt1,2}$  se provede dle následujících rovnic:

$$H_{pt1,2} = \lambda_{1,2} \cdot \sum F_{pric} \quad (8)$$

kde:  $H_{pt1,2}$  [N] ..... vodorovná síla

$\sum F_{pric}$  [N] ..... součet kolových sil na více přetížené větvi pojezdové dráhy od hmotnosti stolu a nástroje

$\lambda_{1,2}$  [-] ..... součinitel příčeni, který by se měl pohybovat v rozmezí  $\lambda = 0,05$  až  $0,2$

Dále je nutné určit součinitel příčeni:

$$\lambda_1 = 0,025 \cdot \frac{L_{teor1}}{e_{teor1}} = 0,025 \cdot \frac{2,01}{4,46} = 0,011 \quad (9)$$

$$\lambda_2 = 0,025 \cdot \frac{L_{teor2}}{e_{teor2}} = 0,025 \cdot \frac{3,3}{2,7} = 0,031 \quad (10)$$

kde:  $L_{teor1,2}$  [m] ..... teoretické rozpětí stolu

$e_{teor1,2}$  [m] ..... teoretický rozvor stolu

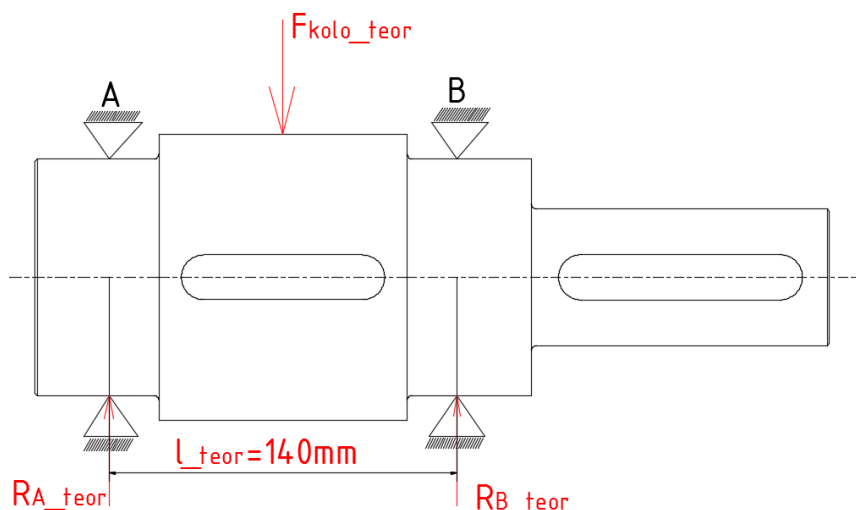
Rozměry rozvorů a rozpětí jsou hodnoty odměřené z předběžného návrhu konstrukce stolu. Vzhledem k tomu, že součinitel příčeni je pro oba směry stolu pod doporučeným rozmezím, axiální síla nebude v dalších výpočtech zahrnuta.

### 3.3.3 Výpočet průměrů hřídelů pojezdových kol

Jak již bylo zmíněno, rozložení tíhové síly na stůl budeme považovat za rovnoměrné. Pro správný návrh hřídelů je nutné vyjít z rovnic silové a momentové rovnováhy, ze kterých

zjistíme silovou reakci ve vazbách (konkrétně v místě umístění ložisek). Zásadní pro výpočet a kontrolu bezpečného průměru je nalezení nejnebezpečnějšího místa na hřídeli. Nejčastějšími nebezpečnými místy na hřídeli bývají zpravidla místa vazeb, místa s koncentratory napětí neboli vrubů jako např. drážky pro pero, přechody z menšího průměru na větší a místa v blízkosti největších zatížení.

V pojezdové soustavě stolu se nacházejí dva typy hřídelů, a to hnané a nehnané. Pro prvotní návrh průměru hřídele postačí výpočet hřídele nepoháněné bez namáhání na krut. Později budou provedeny kontrolní výpočty hřídelů jak na krut, tak na ohyb, a tedy i výpočet redukovaného napětí u hnaných hřídelů.



Obr. 27) Ilustrativní obrázek zatížení hřídele a reakcí v ložiskách A, B

### • Výpočet silových reakcí ve vazbách

Pro zjištění reakcí ve vazbách postačí užít pouze rovnic momentové rovnováhy např. vzhledem k bodu A:

$$\sum M_{A\_teor} = 0$$

$$-F_{kolo\_teor} \cdot \frac{l_{teor}}{2} + R_{B\_teor} \cdot l_{teor} = 0 \quad (11)$$

$$R_{B\_teor} = \frac{F_{kolo\_teor} \cdot \frac{l_{teor}}{2}}{l_{teor}} = \frac{220\,725 \cdot 70}{140} = 110\,363 \text{ N} = R_{A\_teor}$$

kde:  $l_{teor}$  [mm] ..... teoretická vzdálenost středů obou ložisek

$M_{A\_teor}$  [N·mm] ..... teoretický moment k bodu A

$R_{A\_teor}, R_{B\_teor}$  [N] ..... teoretická reakční síla v bodě A a B

Vzhledem k symetričnosti vazeb a zatížení jsou velikosti reakcí ve vazbách  $R_A$  a  $R_B$  identické.

### • Výpočet teoretického maximálního ohybového momentu

Největší ohybový moment, který bude hřídel zatěžovat, bude v místě těžiště tíhové síly na jedno kolo. Ohybový moment v tomto místě je roven:

$$M_{O\_max\_teor} = \frac{R_{A\_teor} \cdot l_{teor}}{2} = \frac{110\,363 \cdot 140}{2} = 7\,725\,410 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (12)$$

kde:  $M_{O\_max\_teor}$  [N·mm] ..... teoretický maximální ohybový moment v místě kola

### • Teoretické ohybové napětí hřídele v místě kola

Pro prvotní návrh průměru hřídele bude dostačující předpoklad největšího ohybového napětí v místě působení síly  $F_{kolo\_teor}$ . Ohybové napětí v určitém místě průřezu je dáno jako podíl ohybového momentu v daném místě a průřezového modulu v ohybu v daném místě. Dovolené ohybové napětí v místě kola pro případ statického zatížení je rovno napětí teoretickému s koeficientem bezpečnosti = 2 činí dle [21] 190 MPa.

$$\sigma_{dov\_kolo\_teor} = \sigma_{o\_kolo\_teor} = \frac{M_{O\_max\_teor}}{W_{O\_kolo\_teor}} \quad (13)$$

kde:  $W_{O\_kolo\_teor}$  [mm<sup>3</sup>] ..... teoretický průřezový modul v ohybu v místě kola

$\sigma_{o\_kolo\_teor}$  [MPa] ..... teoretické dovolené ohybové napětí v místě kola

$M_{O\_max\_teor}$  [N·mm] ..... teoretický maximální ohybový moment v místě kola

### • Teoretický průřezový modul v ohybu

$$W_{O\_kolo\_teor} = \frac{M_{O\_max\_teor}}{\sigma_{o\_kolo\_teor}} = \frac{7\,725\,410}{190} = 40\,660 \text{ mm}^3 \quad (14)$$

Průřezový modul v ohybu pro plný kruhový průřez je také dán jako:

$$W_{O\_kolo\_teor} = \frac{d_{min}^3 \cdot \pi}{32} \quad (15)$$

kde:  $d_{min}$  [mm] ..... minimální požadovaný průměr hřídele v místě kola

### • Minimální požadovaný průměr hřídele v místě kola

Z předchozích dvou vztahů lze vypočíst požadovaný minimální průměr:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{W_{O\_kolo\_teor} \cdot 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{40\,660 \cdot 32}{\pi}} = 74,5 \text{ mm} \quad (16)$$

Z důvodu bezpečnosti a pravděpodobného výskytu vrubů, jako jsou drážky pro pero nebo osazení hřídele, a také z konstrukčních důvodů, je zvolen minimální průměr hřídele v místě pojezdového kola 95 mm.



### • Teoretický maximální průhyb hřídele

Z důvodu velkých zatížení je nutné zkontrolovat hřídel na maximální průhyb, který musí být menší než maximální dovolený průhyb hřídele. Dle [21] je průhyb hřídele počítán jako:

$$y_{\max\_pruhyb\_teor} = \frac{F_{kolo\_teor} \cdot l_{teor}^3}{48 \cdot E \cdot I_{teor}} \quad (17)$$

kde:  $E$  [Pa] ..... modul pružnosti v tahu oceli - 210 GPa

$I_{teor}$  [mm<sup>4</sup>] ..... teoretický kvadratický moment

$y_{\max\_pruhyb\_teor}$  [m] ..... teoretický maximální průhyb hřídele

Kvadratický moment průřezu se určí následovně, dle [21]:

$$I_{teor} = \frac{\pi \cdot d_{min}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,0745^4}{64} = 1,5 \cdot 10^{-6} mm^4 \quad (18)$$

kde:  $d_{min}$  [mm] ..... minimální požadovaný průměr hřídele v místě kola

Kvadratický moment  $I$  z rovnice (15) dosadíme do rovnice (14) a vypočteme teoretický maximální průhyb hřídele:

$$y_{\max\_pruhyb\_teor} = \frac{F_{kolo\_teor} \cdot l_{teor}^3}{48 \cdot E \cdot I_{teor}} = \frac{220\,725 \cdot 0,140^3}{48 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6}} \quad (19)$$

$$y_{\max\_pruhyb\_teor} = 0,00004 m \Rightarrow 0,04 mm$$

U běžně namáhaných hřídelů by neměl maximální průhyb hřídele překročit maximální dovolený průhyb hřídele  $y_{dov}$  z [37]:

$$y_{dov} = \frac{l_{teor}}{3000} = \frac{140}{3000} = 0,047 mm \quad (20)$$

kde:  $y_{dov}$  [mm] ..... maximální dovolený průhyb hřídele

Pro správně navržený hřídel by mělo poté platit, že:

$$y_{dov} \geq y_{\max\_pruhyb\_teor}$$

$$0,047 \geq 0,040$$

Podmínka je těsně splněna pro minimální požadovaný průměr hřídele, ve skutečnosti bude průměr hřídele 95 mm a deformace bude nakonec menší.

### • Natočení průřezu $\alpha$

$$\alpha = \frac{F_{kolo\_teor} \cdot l_{teor}^2}{16 \cdot E \cdot I_{teor}} = \frac{220\,725 \cdot 0,140^2}{16 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6}} = 0,0008^\circ \quad (21)$$

kde:  $\alpha$  [°] ..... natočení průřezu hřídele

### 3.4 Volba a výpočet ložisek

#### 3.4.1 Volba typu ložiska

V průmyslu existuje mnoho různých druhů ložisek, které se vyznačují určitými charakteristickými vlastnostmi. Každý typ ložiska je vhodný pro určitý způsob využití a zatížení. Mezi základní typy patří ložiska kuličková, jehličková, válečková, soudečková a ložiska kuželiková. V případě vyjížděcího stolu působí na ložiska obzvláště velká radiální zatížení, která je nutno zachytit určitým typem ložisek. Vzhledem k tomu, že radiální zatížení značně převládá, je vhodné vyloučit užití kuličkových a jehličkových ložisek. Kuželiková ložiska tedy není nutné používat, jelikož axiální zatížení (pokud se vyskytnou) budou velmi malá a taky z důvodu vyšších cen. Na výběr tedy zbývají ložiska válečková a ložiska soudečková. Jelikož se nějaké menší axiální síly objeví, bude vhodné použít ložiska soudečková, která jsou schopna přenášet jak radiální, tak axiální zatížení. Pro zamezení vniku prachu a dalších nečistot na pracovišti je vhodné užít ložiska s těsněním.

#### 3.4.2 Volba velikosti ložiska

Velikost ložiska se určuje na základě požadované spolehlivosti a trvanlivosti ložiska. Spolehlivost ložiska je definována jako pravděpodobnost, se kterou bude ložisko dosahovat či překračovat určenou trvanlivost. Pojem trvanlivost je popsán jako vzdálenost, počet otáček či hodin, kterých dosáhne ložisko při provozu, než se objeví první známky kontaktní únavy neboli pittingu s 90% spolehlivostí. Hřídel pro pojezdové kolo bude uložen na dvou ložiskách předběžně dle obrázku (Obr. 27). Zatížení ložiska je rovno reakcím v bodě A a B. Proto bude při návrhu ložiska platit:

$$P_{teor} = \frac{F_{kolo\_teor}}{2} = R_{A\_teor} = R_{B\_teor} = 110\,363\,N \quad (22)$$

kde:  $P_{teor}$  [N] ..... teoretické ekvivalentní dynamické zatížení

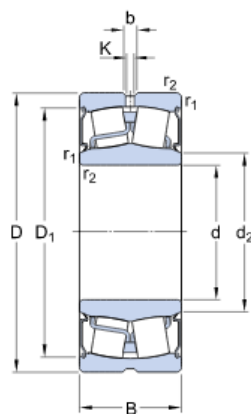
Trvanlivost 1 000 000 otáček bude pro daný účel provozu vyjížděcího stolu dostačující. Doba, při které se stůl pohybuje je velmi malá a milion otáček určitě zaručuje dobu provozu delší než 10 let. Proto je dostačující, aby platilo:

$$C \geq P_{teor} \quad (23)$$

Tím se zaručí, že základní trvanlivost bude minimálně 1 000 000 otáček. Předběžně zvoleno těsněné soudečkové ložisko s válcovou dírou je od firmy SKF s označením:

**BS2-2216-2RS/VT143**

Základní rozměry ložiska lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 28).



d	80	mm
D	140	mm
B	40	mm
d <sub>2</sub>	≈ 91.7	mm
D <sub>1</sub>	≈ 129	mm
b	6	mm
K	3	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2	mm

Obr. 28) Rozměry zvoleného ložiska BS2-2216-2RS/VT143 [49]

Tab. 6) Výběr parametrů zvoleného ložiska BS2-2216-2RS/VT143 [49]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Základní dynamická únosnost	[kN]	243
Základní statická únosnost	[kN]	270
Hmotnost	[kg]	2,4

Ložisko by se mělo volit nezávisle jak na základě dynamické únosnosti  $C$ , tak na základě statické únosnosti  $C_0$ . Hodnoty  $C$  a  $C_0$  jsou udávány v katalozích výrobců ložisek zvlášť pro každý typ ložiska. Otáčky ložiska logicky odpovídají otáčkám pojezdových kol při konstantní rychlosti pojezdu:

$$n_{kola} = 8,43 \text{ ot/min} \quad (24)$$

Otáčky jsou velmi malé. Proto je nutné ložisko zkontrolovat na statickou únosnost, která nevychází z únavového opotřebení, ale z plastické deformace valivých tělísek.

#### • Kontrola statické únosnosti [32][33][34]

Statickou únosnost je nutné kontrolovat, pokud je ložisko v klidu, osciluje či rotuje malými otáčkami ( $n < 10 \text{ ot/min}$ ) nebo pokud je vystaveno silným rázům. Pro volbu ložiska a ověření dle statické únosnosti se používá součinitel statické bezpečnosti  $s_0$ . Teoretické ekvivalentní statické zatížení působící na jedno ložisko bude:

$$P_{0\_teor} = \frac{F_{kolo\_teor}}{2} = R_{A\_teor} = R_{B\_teor} = 110\,363 \text{ N} \quad (25)$$

kde:  $P_{0\_teor}$  [N] ..... teoretické ekvivalentní statické zatížení

Teoretický součinitel statické bezpečnosti pro navržené ložisko se vypočítá dle:

$$s_{0\_teor} = \frac{C_0}{P_{0\_teor}} = \frac{270\,000}{110\,363} = 2,44 \quad (26)$$

kde:  $s_{0\_teor}$  [-] ..... teoretický součinitel statické bezpečnosti

$C_0$  [N] ..... základní statická únosnost

$P_{0\_teor}$  [N] ..... teoretické ekvivalentní statické zatížení

Z tabulky dle [33] musí poté platit podmínka:

$$s_{0\_teor} > 1,5$$

$$2,44 > 1,5$$

Tato podmínka je v případě navrženého ložiska splněna.

### 3.5 Výběr typu motoru

Pro ideální výběr vhodného typu motoru napájeného z baterií bylo provedeno patřičné srovnání několika typů motorů.

Klasické kartáčové DC motory nejsou vhodnou volbou, a to hlavně z důvodu jejich konstrukce s kartáči, které jsou nejslabší komponentou motoru z hlediska opotřebení a následné nutné údržby.

Jedním z nepoužívanějších a nejlevnějších motorů v průmyslu jsou asynchronní střídavé (AC) motory. Jsou používány hlavně z hlediska jejich spolehlivosti a bezúdržbovosti. Aby tyto motory bylo možné napájet z baterií, které poskytují stejnosměrný proud, je nutné do napájecího řetězce zahrnout velmi výkonné střídače (měniče) napětí, které přemění stejnosměrné napětí na napětí střídavé. Většina asynchronních motorů pro tyto aplikace jsou motory trojfázové a jsou řízeny frekvenčním měničem. Proto se musí použít frekvenčních měničů, které jsou schopné poskytnout trojfázový střídavý proud. Nutnost užití velmi výkonných střídačů napětí zvýší celkovou cenu pohonu až o několik desítek tisíc korun. Při užití motoru vhodného na 3x230V by pak proud odebíraný z 24V baterií byl mnohem větší (z důvodu střídače napětí DC/AC 24V/230V) než při užití motorů synchronních, které se vyrábí i v provedeních na 24V systém napájení.

Nejpoužívanějšími motory pro mobilní bateriemi poháněná vozidla jsou v moderní době synchronní bezkartáčové motory s permanentními magnety (dále PSM motory, někdy označovány jako PMAC), které lze jednoduše napájet přímo z baterie přes vhodný driver (bez driveru nelze PSM motory připojit přímo ke zdroji), který je určen speciálně pro synchronní motory. Jejich rotor se otáčí stejnou rychlostí, jako je rychlost otáčení magnetického pole. Účinnost PSM motorů je ve srovnání s asynchronními indukčními AC motory vyšší, a tudíž jejich energetická náročnost je nižší. Cenově jsou i o něco dražší, ale právě díky lepší účinnosti jsou vyšší pouze pořizovací náklady. PSM motory jsou schopny dosáhnout žádaného vysokého momentu při jakékoli rychlosti otáčení. Jsou tedy schopny dosáhnout vyšších momentů než motory asynchronní. I z hlediska rozměrů jsou při stejném výkonu PSM motory menší než AC indukční motory. PSM motory jsou také vhodné pro dynamické aplikace i díky menším momentům setrvačnosti. Pomocí vhodné zpětné vazby lze tyto motory i přesně polohovat. Díky možnosti napájení motoru přes driver z 24 V baterií odpadá z napájecího řetězce nutnost užití střídače napětí, čímž se ušetří i nemalé finanční prostředky. Nevýhodou je pouze nemožnost rozběhu přímo ze zdroje a nutnost užití frekvenčních měničů a také složitější údržba.

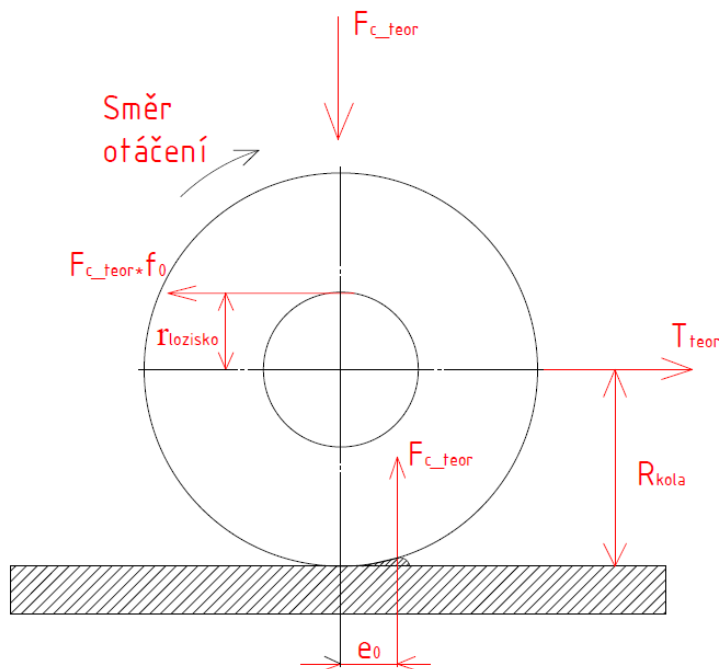
Pohon bude řešený tedy jako elektrický. V průmyslu se u vyjížděcích stolů často využívá řešení pomocí pneumatického motoru, ale v případě nutnosti mít pojezdové zařízení řešeno bez vlečení přírodních kabelů a hadic je pneumatický pohon nevhodný. I přes uvedené nevýhody PSM motorů výhody značně převyšují jejich nevýhody a jsou tedy vhodnou variantou pro bateriově napájený pohon vyjížděcího stolu.

### 3.6 Základní výpočty k návrhu pohonu

Pro určení pohonu je nutné vypočítat jízdní odpor, který musí daný motor resp. motor včetně převodové skříně překonat. Zároveň musí zajistit určitý potřebný výkon, resp. moment při konstantní rychlosti stolu, ale zásadní pro volbu motoru je výkon, resp. moment při rozjezdu z klidového stavu do stavu konstantního pohybu.

#### 3.6.1 Výpočet sil k překonání jízdního odporu

Jízdní pasivní odpory, které se musí překonat, se vypočtou z momentové rovnováhy dle obrázku (Obr. 29).



Obr. 29) Působení sil při válení kola

Rovnováha sil je poté:

$$T_{teor} \cdot R_{kola} = F_{c_{teor}} \cdot f_0 \cdot r_{lozisko} + F_{c_{teor}} \cdot e_0 \quad (27)$$

kde:	$T_{teor}$	[N]	.....	teoretická potřebná tažná síla motoru
	$r_{lozisko}$	[m]	.....	střední poloměr ložiska z [49]
	$e_0$	[m]	.....	rameno valivého odporu z [21] - 0,0005
	$f_0$	[-]	.....	součinitel tření soudečkového ložiska z [71] - 0,0018

Poté teoretická potřebná tažná síla motoru k překonání těchto valivých odporů kola a třecího momentu valivého ložiska se vyjádří z předešlé rovnice (27). Výpočty vycházejí z návrhů motorů pro jeřáby [59][72]. Do vzorce je ještě nutné zahrnout součinitel přidavných odporů:

$$T_{teor} = \left( \frac{F_{C_{teor}}}{R_{Kola}} \cdot e_0 + \frac{F_{C_{teor}}}{R_{Kola}} \cdot f_0 \cdot r_{lozisko} \right) \cdot k_0 \quad (28)$$

$$T_{teor} = \left( \frac{882\,900}{0,17} \cdot 5 \cdot 10^{-4} + \frac{882\,900}{0,17} \cdot 0,0018 \cdot 0,11035 \right) \cdot 2,5$$

$$T_{teor} = 9\,071\,N$$

kde:  $k_0$  [-] ..... součinitel ostatních odporů z [59] voleno 2,5

### 3.6.2 Výpočet potřebného výkonu při konstantní rychlosti stolu

Celková účinnost pohonu  $\eta_c$  se skládá ze dvou složek, a to účinnost motoru  $\eta_m$  a účinnost převodovky  $\eta_p$ :

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_p = 0,82 \cdot 0,98 = 0,8036 \quad (29)$$

kde:  $\eta_p$  [-] ..... účinnost převodové skříně z [36]

$\eta_m$  [-] ..... účinnost synchronního PSM motoru

$\eta_c$  [-] ..... celková účinnost pohonu

Teoretický potřebný výkon motoru je poté:

$$P_{mot\_n\_teor} = \frac{T_{teor} \cdot v_{stolu}}{\eta_c} = \frac{9\,071 \cdot 0,15}{0,8036} = 1\,693\,W \quad (30)$$

kde:  $P_{mot\_n\_teor}$  [W] ..... teoretický potřebný výkon

### 3.6.3 Výpočet potřebného výstupního momentu při konstantní rychlosti stolu

$$M_{k\_teor} = \frac{P_{mot\_n\_teor} \cdot 60}{2 \cdot n_{kola} \cdot \pi} = \frac{1\,693 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 8,43} = 1\,918\,N \cdot m \quad (31)$$

kde:  $M_{k\_teor}$  [N·m] ..... teoretický potřebný výstupní moment z převodovky

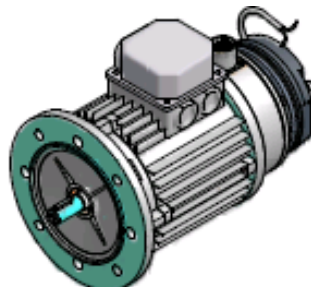
## 3.7 Návrh pohonu

### 3.7.1 Volba PMS motoru

Jak již bylo zmíněno v předešlé kapitole, pro pohon vyjížděcího stolu byl zvolen trakční synchronní motor s permanentními magnety. Vzhledem k teoretickému potřebnému výkonu, vypočtenému v kapitole 3.6.2, který činil 1 693 W, italská firma Metalrota nabídla motor 1,5 kW dle přiloženého technického listu v přílohách dokumentu. Nabízí i motory o výkonu menších než 1,2 kW, avšak bohužel vyrábí pouze motory s přírubou IEC 63. Firma NORD u požadované převodovky SK 4382 nabízí IEC adaptéry pouze od příruby IEC 71. Proto byl zvolen motor 1,5kW s přírubou IEC71, který je o něco málo předimenzován vzhledem k teoretickému výpočtu.

Firma Metalrota prostřednictvím českého dodavatele RAVEO tedy nabízí šestipólový synchronní bezkartáčový PSM motor 1,5kW s elektromagnetickou brzdou (Obr. 30) s označením:

**PSFBL72 24V B5-BN71 1,5kW brake 10Nm**



Obr. 30) PSM Motor PSFBL72 24V 1,5kW s brzdou firmy Metalrota

Základní parametry motoru lze vidět na následující tabulce (Tab. 7).

Tab. 7) Základní parametry PSM motoru [45]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Jmenovitý výkon motoru	[kW]	1,5
Jmenovité otáčky motoru	[ot/min]	2000
Napájení z baterie	[VDC]	24
Jmenovitý moment motoru	[Nm]	7,25
Jmenovitý proud	[Arms]	67
Proudový odběr z baterie	[A]	73
Moment brzdy 24VDC	[Nm]	10
Maximální moment motoru při 1500 ot/min (S2 5 min.)	[Nm]	16,8
Maximální proud při 1500 ot/min (S2 5 min.)	[A]	135
Momentová konstanta	[Nm/A]	0,124
Příruba IEC	[-]	IEC 71 B5

### 3.7.2 Volba převodovky

- **Požadovaný převodový poměr převodovky**

Vzhledem k momentové charakteristice synchronního motoru PSM, kdy moment lze mít až do jmenovitých otáček konstantní, bude motor provozován při otáčkách okolo 1500 ot/min. Při užití mnohem menších otáček, a tedy možnosti užití převodovky s menším převodovým poměrem, rapidně klesá účinnost motoru.

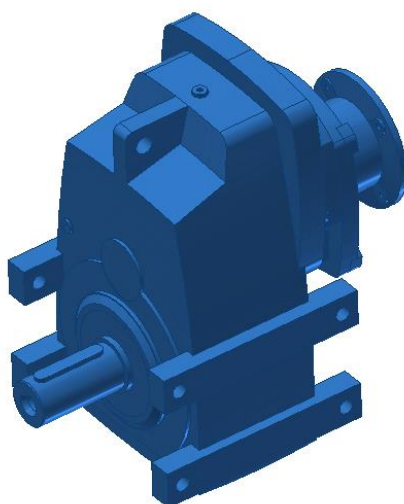
$$i_{pp\_teor} = \frac{n_{mot}}{n_{kola}} = \frac{1500}{8,43} = 178 \quad (32)$$

kde:  $i_{pp\_teor}$  [-] ..... teoretický požadovaný převodový poměr převodovky

$n_{mot}$  [ot/min] ..... provozní otáčky PMS motoru

Na základě požadovaného převodového poměru převodovky, byla zvolena převodovka od firmy NORD, s přírubou IEC71 pro upevnění PMS motoru a s výstupním hřídelem s perem s označením:

### SK 4382VX - IEC71



Obr. 31) Převodovka SK 4382VX-IEC71 firmy NORD

Tab. 8) Základní parametry převodovky SK4382VX firmy NORD

Parametr	Jednotka	Hodnota
Převodový poměr převodovky	[-]	160.2
IEC adaptér	[-]	IEC71
Hmotnost převodovky	[kg]	78

Motor lze přetížit i více z důvodu velmi nízké doby běhu a velmi dlouhé doby odpočinku. Nejdůležitější částí celé doby běhu motoru je jeho rozjezd na konstantní rychlost, při kterém je potřebný rozběhový moment větší než moment při konstantní rychlosti stolu. Pro nejlepší využití výkonu je vhodné využít přetížitelnosti motoru, kdy je možné motor na určitou dobu přetížit, aniž by byla poškozena izolace motoru. V kontrolních výpočtech v kapitole 6.6 tedy bude nutné rozjezd a brzdění motoru zkontrolovat ještě jednou.

### 3.7.3 Výpočet teoretického potřebného rozběhového momentu

V době rozjíždění se pro potřebný rozjezdový moment motoru počítá s překonáním momentů vzniklých pasivními odpory, zrychlujícími silami posuvných a rotačních hmot a větrem. V případě vyjížděcího stolu, který je umístěn v uzavřených prostorách bude moment odporu větru zanedbán.



• **Teoretický moment pasivních odporů**

$$M_{po\_teor} = \frac{T_{teor} \cdot R_{kola}}{i_{pp\_skut} \cdot \eta_c} = \frac{9\,071 \cdot 0,17}{160,2 \cdot 0,8036} = 12 \, N \cdot m \quad (33)$$

kde:  $i_{pp\_skut}$  [-] ..... skutečný převodový poměr převodovky  
 $M_{po\_teor}$  [N·m] ..... teoretický moment pasivních odporů

• **Teoretická zrychlující síla stolu**

$$F_{zs\_teor} = (m_{stolu} + m_{nos}) \cdot \frac{v_{stolu}}{t_r} = (30\,000 + 60\,000) \cdot \frac{0,15}{3,5} \quad (34)$$

$$F_{zs\_teor} = 3\,857 \, N$$

kde:  $F_{zs\_teor}$  [N] ..... teoretická zrychlující síla stolu  
 $t_r$  [s] ..... zvolená doba rozjezdu

• **Teoretický moment zrychlujících sil posuvných hmot**

$$M_{zsp\_teor} = \frac{F_{zs\_teor} \cdot R_{kola}}{i_{pp\_skut} \cdot \eta_c} = \frac{3\,857 \cdot 0,17}{160,2 \cdot 0,8036} = 5,1 \, N \cdot m \quad (35)$$

kde:  $M_{zsp\_teor}$  [N·m] ..... teoretický moment zrychlujících sil posuvných hmot

• **Teoretický moment zrychlujících sil rotujících hmot**

$$M_{zsrh\_teor} = \frac{p_{pohon} \cdot \beta \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{mot}}{60} \cdot J_{celk\_motor}}{t_r} \quad (36)$$

kde:  $J_{celk\_motor}$  [kg·m<sup>2</sup>] ..... celkový moment setrvačnosti motoru s brzdou  
 $\beta$  [-] ..... součinitel ostatních rotujících hmot - voleno 1,3 z [59]  
 $p_{pohon}$  [-] ..... počet pohonů  
 $M_{zsrh\_teor}$  [N·m] ..... teoretický moment zrychlujících sil rotujících hmot

Výrobce Metalrota bohužel nebyl schopen poskytnout moment setrvačnosti motoru. Moment potřebný k urychlení rotujících hmot bude ale řádově mnohem menší vzhledem k ostatním potřebným momentům, a tudíž je možné ho zanedbat.

• **Potřebný teoretický rozběhový moment**

$$M_{rmm\_teor} = M_{po\_teor} + M_{zsp\_teor} + M_{zsrh\_teor} \quad (37)$$

$$M_{rmm} = 12 + 5,1 = 17,1 \, N \cdot m$$

kde:  $M_{rmm\_teor}$  [N·m] ..... teoretický potřebný rozběhový moment

• **Potřebný teoretický rozběhový moment na výstupu z převodovky**

$$M_{roz_b\_prevod\_teor} = M_{rmm\_teor} \cdot i_{pp\_skut} = 17,1 \cdot 160,2$$

$$M_{roz_b\_prevod\_teor} = 2\,740 \text{ N} \cdot \text{m}$$
(38)

kde:  $M_{roz_b\_prevod\_teor}$  [N·m] ..... potřebný teoretický rozběhový moment na výstupu z převodovky

### 3.7.4 Kontrola rozběhového momentu

V následujícím výpočtu lze vidět, že k rozjezdu stolu skoro postačí i jmenovitý moment motorů.

$$M_{rmm\_teor} \leq p_{pohon} \cdot M_{mot\_n\_max}$$

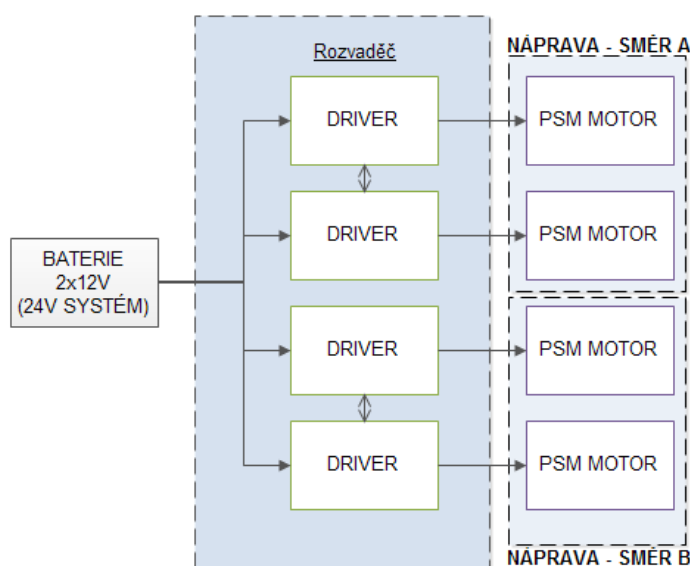
$$17,1 \leq 2 \cdot 16,8$$
(39)

kde:  $M_{mot\_n\_max}$  [N·m] ..... maximální moment motoru při otáčkách 1500 ot/min

Jmenovitý moment motoru je 7,25 Nm. Konstrukce stolu bude nakonec mnohem lehčí než navrhovaná, a proto pro rozjezd bude skoro dostačující moment jmenovitý (viz kapitola 6.6.1). Jak již bylo uvedeno v základních parametrech motoru, při otáčkách 1500 ot/min lze 1 motor zatěžovat až do momentu 16,8 Nm po dobu 5 minut. Je tedy možné volit rychlejší rozjezd stolu, ale musí se brát v potaz i maximální kroutící moment převodovky. Je možné, že z důvodů možného naklonění kolejové dráhy či zvýšení tření v důsledku nečistot na kolejnicích bude potřebný rozjezdový moment motoru vyšší. Proto bude rozjezd motoru ponechán na 3,5 sekundách.

### 3.8 Návrh napájení motoru

Napájení motoru bude dosaženo pomocí 24V systému baterií. Tyto baterie budou motory napájet skrze řídicí driver (frekvenční měnič). Díky užití PMS motorů, které jsou vhodné pro mobilní vozidla, odpadá z řetězce napájení měnič napětí. Základní schéma napájení je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 32).



Obr. 32) Zjednodušené schéma napájení PMS motorů

Jak bylo řečeno, hmotnost stolu bude nižší než navrhovaná, tudíž i potřebné momenty budou nižší, a tudíž lze pro výpočet kapacity baterií použít moment jmenovitý (viz kontrolní výpočet v kapitole 6.6.1.) Proud odebíraný z baterie jedním PSM motorem při jmenovitém momentu je dle tabulky s parametry Tab. 7 roven 73 A. Proud odebíraný dvěma motory je pak:

$$I_{jmenovity\_2PSM} = 2 \cdot I_{jmenovity\_PSM} = 2 \cdot 73 = 146 \text{ A} \quad (40)$$

kde:  $I_{jmenovity\_2PSM}$  [A] ..... Proud odebíraný dvěma PSM motory při jmenovitém momentu  
 $I_{jmenovity\_PSM}$  [A] ..... Proud odebíraný jedním PSM motorem při jmenovitém momentu

Vzhledem k tomu, že dle předběžných výpočtů rozběhového momentu jsou dostačující jmenovité momenty motorů, bude dostačující počítat s proudem jmenovitým. Volba baterií a jejich kapacit je popsána v kapitole 3.9.

### 3.9 Návrh a volba baterií

Většina baterií se vyrábí v provedení 6V nebo 12V. Pro získání určitého proudu a napětí, se tyto baterie řadí v kombinacích sériově, paralelně, či sérioparalelně. Pro potřebu 24V výstupního napětí z baterií, bude nutné řadit buď 4x6V baterií sériově, nebo 2x12V baterií taktéž v sérii. Kapacity se sčítají v případě paralelního zapojení.

Je vhodné, aby baterie byla v co možná nejdelší době provozu na jedno nabití, ale také je nutné vybrat kapacitu baterie dle možné velikosti vybíjení.

Zvolený PSM motor dle technické dokumentace výrobce odebírá při jmenovitém momentu při otáčkách 1500 ot/min proud 73 A. Dle teoretických předběžných výpočtů je tento proud, resp. jmenovitý moment dostatečný i pro rozběh motoru. Proud při konstantním pojezdu stolu bude menší.

Potřebná kapacita akumulátoru pro dobu jedné půlhodiny pro dva motory se pak navrhne ze vztahu:

$$C_{BAT} = I_{jmenovity\_2PSM} \cdot t_{hod} = 146 \cdot 0,5 \quad (41)$$

$$C_{BAT} = 73 \text{ Ah}$$

kde:  $C_{BAT}$  [Ah] ..... požadovaná celková kapacita baterie  
 $t_{hod}$  [hod] ..... návrhová doba kapacity baterie

Časy jsou vztaženy pro nabíjecí cyklus 30 minut. Kapacity baterií jsou vztaženy k 20 hodinovému užívání. Ve skutečnosti bude nutné baterie nabíjet častěji než jednou za půl hodiny čistého času užívání. S vyššími vybíjecími proudy je užitečná kapacita baterie menší a také není vhodné baterie hluboce vybíjet, jelikož se tím sníží počet možných nabíjecích cyklů, a tudíž jejich životnost. Vybíjecí proudy ale budou dle teoretického výpočtu při konstantním pojezdu nižší. Vhodnou dobou užívání, po které se budou baterie

nabíjet, je okolo 15 minut čistého času, což odhadem odpovídá při odhadovaném času jízdy jednoho stolu (během jedné výměny) 1 minuty zhruba 15 výměnným cyklům. Při třech výměnách za den odpovídá zhruba 5 dnům provozu 1 cyklu baterie, přičemž baterie nebude vybita hluboce. Stav baterie bude sledován pomocí PC systému a sledovačů stavů baterií.

Tab. 9) Vybrané typy použitelných akumulátorů

Typ baterie	U [V]	Kapacita C [Ah]	Počet [ks]	Rozměry [mm]	Celková hmotnost [Kg]	Výrobce	Celková cena bez DPH[Kč]
Gelová	12	150	2	485x170x240	87	Yucell	13 224
Gelová	12	130	2	410x176x227	76	Victron energy	15 824
Gelová	12	165	2	485x172x240	96	Victron energy	20 332
Gelová	12	140	2	513x223x223	96	Sonnenschein	24 296
Gelová	12	140	2	513x223x223	94	Banner	29 362
LiFePo4	12,8	160	2	317x335x228	66	Victron energy	102 102

Jak už bylo řečeno, pro dosažení napětí 24V je nutné baterie skládat sériově. Lze vidět, že LiFePo4 baterie jsou nejdražší volbou. Cena je dána hlavně její kvalitou a životností. Jako u varianty jedna bude vybrána vhodná baterie z hlediska optimálního poměru ceny, hmotnosti, kapacity a rozměrů, a také z důvodu výběru nabíjecí stanice od stejné společnosti (viz kapitola 3.10) - baterie gelová od firmy Victron Energy s kapacitou 165 Ah (Obr. 33).

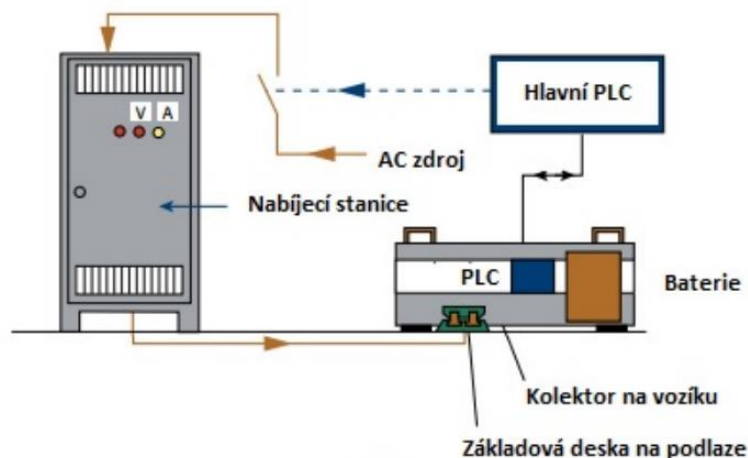


Obr. 33) Baterie 12V s kapacitou 165 Ah od firmy Victron Energy [57]

### 3.10 Nabíjení baterií

Vzhledem k pohonu stolu na baterie, je nutné pravidelně baterie dobíjet. Toto dobíjení se provádí pomocí nabíjecí stanice, která komunikuje s hlavním PLC. Baterie nebudou dobíjeny při každém dojetí stolu na nabíjecí místo, ale dle určitého počtu cyklů, resp. dle aktuálního stavu baterií. Také nebudou baterie hluboce vybity, jelikož jejich životnost poté značně klesá. Nejvýhodnější polohou pro nabíjení bude v místě lisu, vzhledem k tomu, že stůl bude po celou dobu jedné směny v této pracovní oblasti dosedat na spodní příčník. Pro sběr nabíjecího proudu musí být na stole umístěn tzv. kolektor proudu, který se pohybuje spolu se stolem. V pracovní oblasti lisu se na podlaze bude nacházet základové deska, která bude připojena k nabíjecí stanici. Při pohybu stolu do pracovního místa lisu

a jeho spuštění na spodní příčnick, kontaktní kartáče na kolektoru dosednou přímo na základovou desku, čímž dojde ke spojení kontaktů a baterie je možné v tuto chvíli nabíjet. Celé schéma je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 34).



Obr. 34) Schéma nabíjení baterií [43]

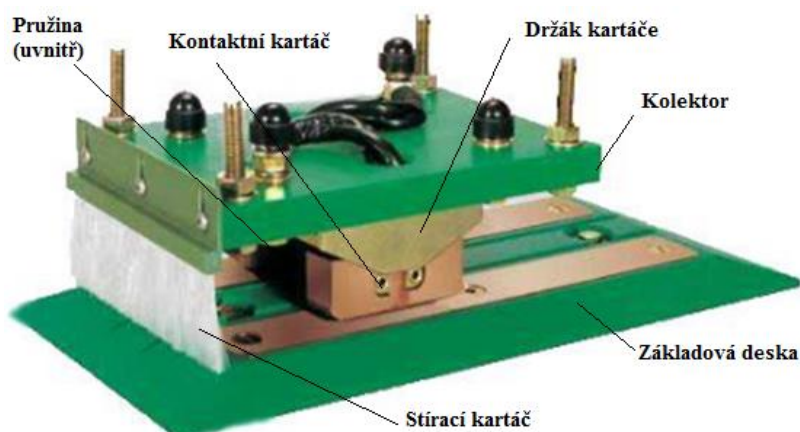
Kolektor i základová deska jsou zvoleny od firmy VAHLE, která se specializuje v oblasti nabíjení AGV vozidel. Vyjížděcí stůl se dá s tímto AGV vozidlem srovnat. Kolektor od firmy VAHLE může být vybaven stíracím kartáčem pro očištění základové desky při najetí stolu do požadované nabíjecí pozice.

Společnost VAHLE nabízí ve svém portfoliu různé druhy kolektorů a základových desek podle počtu pólů či velikosti maximálního možného proudu.

Tab. 10) Ceny kolektoru a základové desky [46]

Komponenta	Výrobce	Celková cena bez DPH [Kč]
Základová deska BLK200-2-01	VAHLE	4 658
Kolektor BLS200-2-01	VAHLE	7 262

Kolektor proudu pro nabíjení proudem až 200 A se stíracím kartáčem a základovou deskou jsou zobrazeny na obrázku (Obr. 35).



Obr. 35) Kolektor proudu firmy VAHLE [43]

Pro nabíjení baterií bude vybrána nabíjecí stanice od jedné z následujících firem. Česká společnost EPRONA dodává nabíjecí stanice řady HFR, které jsou univerzální a nastavitelné pro více výstupních napětí (např. 12-24-48V), avšak toto je vykoupeno mnohem vyšší cenou. Oproti tomu společnost Victron Energy, od které byly vybrány i baterie, dodávají nabíjecí stanice většinou s jedním konkrétním napájecím napětím. V následující tabulce (Tab. 11) jsou porovnány ceny nabíjecích stanic těchto firem.

Tab. 11) Vybrané typy použitelných nabíjecích stanic [46][62]

Nabíjecí stanice	Výrobce	Celková cena bez DPH [Kč]
Skylla-i 24/80 (3)	Victron Energy	30 940
HFR 48 48/180	EPRONA	79 500

Lze vidět, že právě díky univerzálnosti nabíjecích stanic EPRONA, je cena až dvojnásobně vyšší. Taková univerzálnost není vůbec zapotřebí. Společnost Victron Energy dodává i další doporučená příslušenství, jako jsou sledovače stavů baterií či balancéry. Také je výhodnější, brát baterie a ostatní potřebné komponenty napájecího systému od jednoho výrobce/dodavatele. Z těchto důvodů byla zvolena nabíjecí stanice od firmy Victron energy s označením:

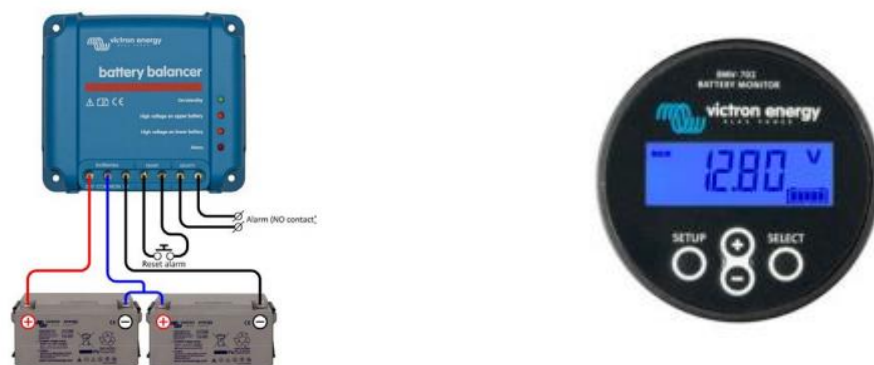
### Skylla-i 24/80 (3)

Tato nabíjecí stanice je schopná nabíjet až tři systémy baterií, pro případ, kdyby bylo nutné napájet zvlášť řídicí obvody, snímače atd. umístěné na stole. Je možné ji použít v automatizovaném systému díky možné komunikaci pomocí sběrnice CAN BUS. Nabíječ má k dispozici velkou škálu nastavitelných parametrů pro snadné přenastavení na nabíjení jiného typu baterií. Více parametrů lze vidět v technické dokumentaci výrobce, nebo v následující tabulce Tab. 12.

Tab. 12) Základní parametry nabíjecí stanice Skylla-i 24/80(3) firmy Victron Energy [62]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Vstupní napětí	[V]	230
Výstupní napětí	[V]	24
Nabíjecí proud	[A]	80
Hmotnost	[kg]	7
Rozměry VxŠxH	[mm]	405x250x150

Aby se baterie zapojené v sérii rovnoměrně nabíjely, lze k nim připojit tzv. balancéry (Obr. 36) [47] a ke sledování stavu baterie i sledovači stavu (Obr. 36) [63]



Obr. 36) Balancér baterií (vlevo) a sledovač stavu baterií (vpravo)[47] [63]

Životnost bateriových článků může být výrazně zkrácena kvůli nevyváženému nabíjení baterií. Jedna baterie s mírně vyšším vnitřním odporem může způsobit nedobití do plného stavu. Proto se používá právě balancér, který vyrovnává stav nabití u dvou do série zapojených baterií.

### 3.11 Volba řízení PMS motorů

Jak už bylo zmíněno dříve, v případě automatického provozu a pohybu vyjížděcích stolů v T-dráhách, je výhodnější využít možnosti napájení z 24V baterií. Odpadne tím nutnost vléct kabeláž vedle stroje a tím riskovat jejich přejíždění či kroucení a následné poškození. Vzhledem k tomu, že u motorů je žádoucí řídit jejich rozběh a doběh, a také, že je nutné vyjížděcí stůl polohovat do určité polohy jak v lisu, tak do místa změny pojezdového směru, budou PMS motory řízeny driverem firmy Elife International.

Drivery budou řízeny pomocí řídicího systému PLC, který bude instalován v rozvaděči na vyjížděcím stole. Toto PLC bude muset komunikovat s nadřazeným PLC karosářského lisu, a to pomocí bezdrátového přenosu.

PSM motory, jak již bylo řečeno, jsou motory vhodné pro bateriemi napájená vozidla. Proto byly vyvinuty řídicí kontroléry pro nízkonapěťové bateriové aplikace. Firma Elife International nabízí drivery vhodné právě pro bezkartáčové trakční PSM motory určené pro pohon elektrických a hybridních vozidel. Vhodným driverem pro motory vyjížděcího stolu bude driver řady H-series (možná i řada M-series). [52]. Firma Elife International má zastoupení v Česku firmou RAVEO, která daný driver doporučuje k řízení PSM motorů od italské firmy Metalrota. (Drivery pro PSM motory vyrábí i firma Parker [61] s jejich řadou driver MD nebo firma Inmotion s řadou Gen6 či Gen7 [60]) Dle uvedených proudů v předchozí kapitole byl zvolen konkrétně driver (Obr. 37) s označením:

**H-2424-3-0**



Obr. 37) Driver H-series firmy Elife International [52]



Základní parametry zvoleného driveru lze vidět na následující tabulce:

Tab. 13) Základní parametry driveru H-2424-3-0 firmy Elife International [52]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Nominální napětí baterie	[V]	24
Nepřetržitý jmenovitý proud	[Arms]	150
Maximální výkon	[kW]	3

Driver podporuje připojení absolutního snímače - resolvers, který je vhodný právě pro řízení PSM motorů. Podporuje tudíž možnost řízení se zpětnou vazbou, což je žádané. Pomocí sběrnice CANopen lze pomocí dvou driverů a možnosti MASTER-SLAVE řídit synchronizovaně oba motory pohánějící jedno kolo na každé straně stolu. Lze tedy docílit tzv. elektrického hřídele. Bude tedy možné zpracovávat hodnoty z indukčního snímače, který bude na stole umístěn, a také hodnot z motorů a baterií. Firma Metalrota dodává zvolený PSM motor i právě s absolutní resolvers. Absolutní snímače polohy mají velkou výhodu. Tato výhoda spočívá v tom, že při výpadku napájení není nutné pozicovat stůl do referenčního bodu jako v případě inkrementálního čidla, čímž se ušetří čas, a tedy i peníze.

### 3.12 Návrh a volba spojky

Ke spojení výstupního hřídele převodovky a hřídele pojezdového kola bude použita pružná spojka ROTEX GS. Tato spojka je schopná absorbovat axiální, radiální a úhlové odchylky bez toho, aniž by byla porušena část spojky. Vyrovnává tedy odchylky vzniklé nesouosostí hřídelů, či dalších odchylek vzniklých při montáži. Úhlové odchylky jsou schopné vyrovnávat až do hodnoty úhlu 1°.

Teoretický potřebný moment při rozběhu na výstupu z jedné převodovky je poloviční a činí:

$$M_{rozb\_prevodovka\_teor} = \frac{M_{rozb\_prevod\_teor}}{2} = \frac{2\,740}{2} = 1\,370\,N \cdot m \quad (42)$$

kde:  $M_{rozb\_prevodovka\_teor}$  [N·m] ..... teoretický požadovaný moment na výstupu z jedné převodovky

Z předešlých výpočtů činí výstupní (z obou převodovek dohromady) požadovaný teoretický moment při rozběhu 1 370 Nm. Vzhledem k vypočtenému momentu a průměru výstupního hřídele 55 mm byla zvolena spojka dle katalogu firmy KTR [60] následující:

#### ROTEX-GS-65 64 Sh-D 2.6 - D55

Spojka se skládá z pružného členu o tvrdosti 64 Sh-D se dvěma ocelovými svěrnými náboji typu 2.6, předvrtanou dírou a drážkou pro pero. Ilustrativní obrázek lze najít na následujícím obrázku (Obr. 38).





Obr. 38) Ilustrativní obrázek spojky ROTEX GS se 2 svěrnými náboji a drážkou pro pero [45]

Na následující tabulce (Tab. 14) lze vidět základní parametry spojky ROTEX GS 65.

Tab. 14) Základní parametry spojky [44]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Velikost spojky	[-]	65
Jmenovitý moment pružného členu	[Nm]	1 175
Maximální moment pružného členu	[Nm]	2 350

Vzhledem k tomu, že předpokládaná hmotnost pro návrh stolu je větší než skutečná a jsou užity dva motory, je dovolený kroutící moment spojky dostatečný. Spojka je lehce předdimenzovaná z důvodu možných větších momentů potřebných k pojezdu při nedokonalé vyrobeném kolejišti a možných vzniků tření v důsledku znečištění a opotřebování kolejnice.

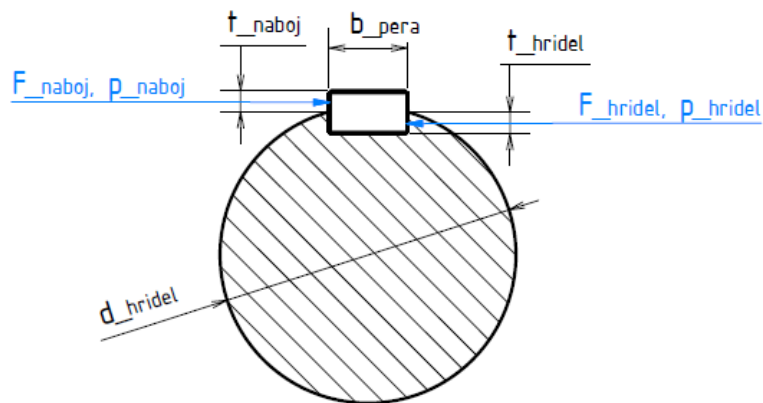
### 3.13 Návrh pera pojezdového kola

Perové spoje se používají k přenosu rotačního pohybu z hřídele na náboj. Boky pera lícují v drážce náboje a mohou díky tomu přenášet potřebný kroutící moment. Pro přenos kroutícího momentu z hřídele pojezdového kola na náboj pojezdového kola bude použito pero těsné. Na boky drážky jak v náboji, tak v hřídeli, tedy působí tlak, který je daný kroutícím momentem. Proto je nutné zkontrolovat pero na tzv. otlačení.

Rozměry per a drážek jsou normalizovány dle normy ČSN 02 2562. Ta určuje hloubku, šířku drážky a také šířku a výšku pera pro daný průměr hřídele. Délka pera se musí zjistit výpočtem na otlačení. Pero je namáhané jak na střih, tak otlačení, ale zásadní pro kontrolu tlaku je právě kontrola na otlačení. Průměr hřídele v místě pojezdového kola je 95 mm. Pro tento rozměr jsou dle ČSN 02 2562 rozměry pera a drážek uvedeny v následující tabulce (Tab. 15).

Tab. 15) Rozměry pera a drážek dle ČSN 02 2562 pro hřídel o průměru 95 mm

Parametr	Jednotka	Hodnota
Šířka pera	[mm]	25
Výška pera	[mm]	14
Hloubka drážky v hřídeli	[mm]	8,7
Hloubka drážky v náboji	[mm]	5,3



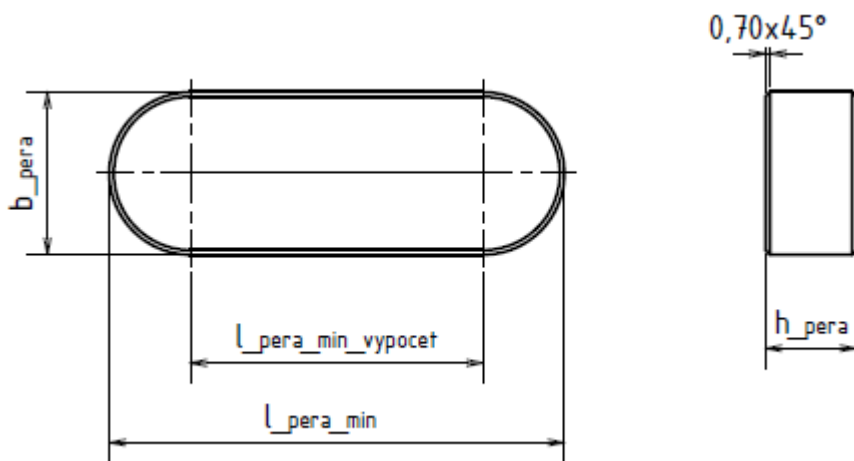
Obr. 39) Rozměry pera a schéma působení sil, resp. tlaků na náboj a hřídel kola

Délka pera je vypočtena z pevnostního návrhu spoje. Větší tlak bude působit na boky drážek v náboji, protože styková plocha pera pro přenos kroutícího momentu je menší (hloubka drážky v náboji je menší než hloubka drážky v hřídeli).

Nejprve je nutné určit z kroutícího momentu sílu působící na náboj:

$$F_{naboj} = \frac{M_{rozb\_prevodovka\_teor} \cdot 10^3}{\frac{d_{hridel}}{2} + \frac{t_{naboj}}{2}} = \frac{1\,370 \cdot 10^3}{\frac{95}{2} + \frac{5,3}{2}} = 27\,318\,N \quad (43)$$

kde:  $F_{naboj}$  [N] ..... síla působící na náboj  
 $d_{hridel}$  [mm] ..... průměr hřídele v místě pojezdového kola  
 $t_{naboj}$  [mm] ..... hloubka drážky v náboji



Obr. 40) Požadované rozměry pera pro hřídel o průměru 95 mm

Na náboj působí tlak po části délky pera, jelikož je pero na koncích zaoblono (Obr. 40). Tlak v náboji musí být menší než dovolený tlak závisící na typu materiálu náboje. Tlak v náboji lze vyjádřit následujícím způsobem:

$$p_{naboj} = \frac{F_{naboj}}{l_{pera\_min\_vypocet} \cdot t_{naboj}} \leq p_{dov} \quad (44)$$

kde:  $p_{naboj}$  [MPa] ..... tlak působící na náboj  
 $l_{pera\_min\_vypocet}$  [mm] ..... minimální výpočtová délka pera  
 $p_{dov}$  [MPa] ..... dovolený tlak oceli z [21][37]

Z předešlé rovnice poté lze určit s pomocí dovoleného tlaku minimální výpočtovou délku pera:

$$l_{pera\_min\_vypocet} = \frac{F_{naboj}}{p_{dov} \cdot t_{naboj}} = \frac{27\,318}{120 \cdot 5,3} = 42,95 \text{ mm} \quad (45)$$

Minimální požadovaná délka celého pera je poté součtem minimální výpočtové délky pera a rozměrů zaoblení, které se rovnají šířce pera:

$$l_{pera\_min} = l_{pera\_min\_vypocet} + b_{pera} = 42,95 + 25 = 67,95 \text{ mm} \quad (46)$$

kde:  $l_{pera\_min}$  [mm] ..... minimální požadovaná délka pera  
 $b_{pera}$  [mm] ..... šířka pera

Dle předešlých výpočtů, šířky pojezdového kola a normovaných délek per, byla zvolena celková délka pera 80 mm. Zvolené pero tedy bude značeno jako:

**Pero těsné DIN 6885 A 25x14x80**

### 3.14 Volba snímačů

Pro správnou lokalizaci vyjížděcího stolu, musí být stůl nebo okolí stolu osazené snímači polohy, které budou nejlépe bezdotykové. K tomu se nejčastěji využívá indukčních snímačů. Na dorazech kolejiště budou osazeny snímače, které budou detekovat koncovou polohu (doraz) stolu v místě změny směru osy pojezdu, a v místech na konci kolejí v prostoru mimo lis. V prostoru lisu budou snímače připojeny na koncových dorazech, sloužící pro detekování pozice stolu v pracovní oblasti lisu. Dále bude na stole snímač, který bude detekovat terče umístěné na podlaze, aby detekovaly aktuální pozici stolu, za kterou začnou po určité době brzdit, a také sloužit jako referenční.

Pro snímání koncových poloh u bezpečnostních dorazů stolu bude stačit standardní typ indukčního snímače IGS (Obr. 41) od firmy IFM s označením:

**IGS232**



Obr. 41) Indukční snímač IGS232 firmy IFM [53]

Základní parametry jsou shrnuty v následující tabulce (Tab. 16). Tento snímač je opatřen vysokým stupněm krytí, proto je použitelný v náročných průmyslových aplikacích. Je odolný rázům i vibracím.

Tab. 16) Základní parametry indukčního snímače IGS232 [53]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Provedení	[-]	Metrické
Velikost závitu	[mm]	M18x1
Snímací vzdálenost	[mm]	8

Pro snímání terčů na podlaze a odeslání aktuální informace o poloze stolu bude použit snímač také od firmy IFM s parametry v tabulce (Tab. 17) a to s označením:

### IIS269

Tab. 17) Základní parametry indukčního snímače IIS269 [75][53]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Provedení	[-]	Metrické
Velikost závitu	[mm]	M30x1
Snímací vzdálenost	[mm]	15

### 3.15 Volba rozměrů dutiny pro spodní přidržovač

Na spodní straně stolu se většinou u větších karosářských lisů lze setkat s velkým otvorem, který slouží k dosednutí přidržovače. Karosářské lisy se často používají právě k tažení výlisků. Spodní přidržovač je zařízení, sloužící k přidržení nebo i k vysunutí výlisku ze spodní části nástroje. Bývá umístěn ve spodním příčniku lisu pod vyjížděcím stolem. Rozměry dutiny ve stole budou voleny na základě přijatelného poměru k upínací ploše stolu. Firma ERFURT uvádí ve svém katalogu [48] rozměry dutiny vzhledem k rozměrům upínací desky. Z tohoto katalogu jsou v následující tabulce (Tab. 18) vybrány některé rozměry nedělených dutin pro dané upínací plochy stolu. Pro šířku stolu 2200 mm (navržený vyjížděcí stůl má šířku 2100 mm dle zadání) je šířka dutiny pro přidržovač 1600 mm. Pro šířku 1900 mm je dutina široká 1300 mm.

Tab. 18) Vybrané rozměry nedělených dutin pro dané rozměry upínací plochy [48]

Rozměry upínací plochy stolu [mm]	Odpovídající rozměry dutiny pro přidržovač [mm]
3700x1900	3060x1300
4000x1900	3360x1300
4300x1900	3660x1300
3700x2200	3060x1600
4000x2200	3360x1600
4300x2200	3660x1600

Dle zadání má mít upínací plocha stolu rozměry 4100x2100 mm. Dle předešlé tabulky bude ve vhodném poměru zvolena dutina pro přidržovač. Finální rozměr dutiny pro přidržovač pro rozměr upínací plochy stolu a beranu 4100x2100 mm bude tedy:

**3460x1500 mm**

### 3.16 Volba děr pro spodní přidržovač

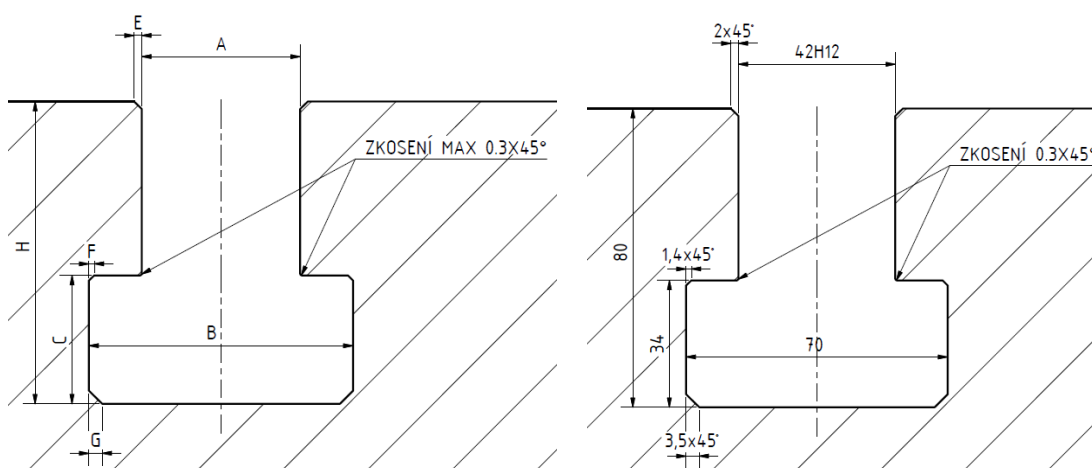
Díry pro zajištění přidržovacích kolíků budou vyrobeny s velikostí o průměru 51 mm. A to z toho důvodu, že většina přidržovacích kolíků má průměr 50 mm, a tedy 1 mm je zde vhodný pro vůli mezi kolíkem a upínací deskou stolu.

### 3.17 Volba rozměrů T-drážek

T-drážky vyfrézované do desky stolu slouží pro zavedení upínání nástroje na upínací desku. Jejich rozměry jsou normalizovány, a tudíž je lze najít v normách [77]. Konkrétní rozměry drážek se určují pro danou lisovací sílu. Dle konstrukčního zadání je síla lisu 14 000 kN, proto je zvolena T-drážka s hlavním rozměrem (šířka díry)  $A = 42$  mm. Na obrázku lze vidět rozměry normované a jejich rozpětí, na pravém obrázku už zvolení určitých hodnot pro konkrétní konstrukci. Rozměry E, F, G jsou buď zkosení pod úhlem  $45^\circ$  nebo zaoblení.

Tab. 19) Rozměry drážky pro drážku lis o síle 14 000 kN dle normy [77]

Rozměry drážky [mm]									
A	B		C		H		E	F	G
	min.	max.	min.	max.	min.	max.			
42	68	72	32	35	74	85	2,5	1,6	4



Obr. 42 Všeobecné rozměry T-drážky (vlevo) [77], Konkrétní rozměry pro sílu lisu 14 000 kN (vpravo)

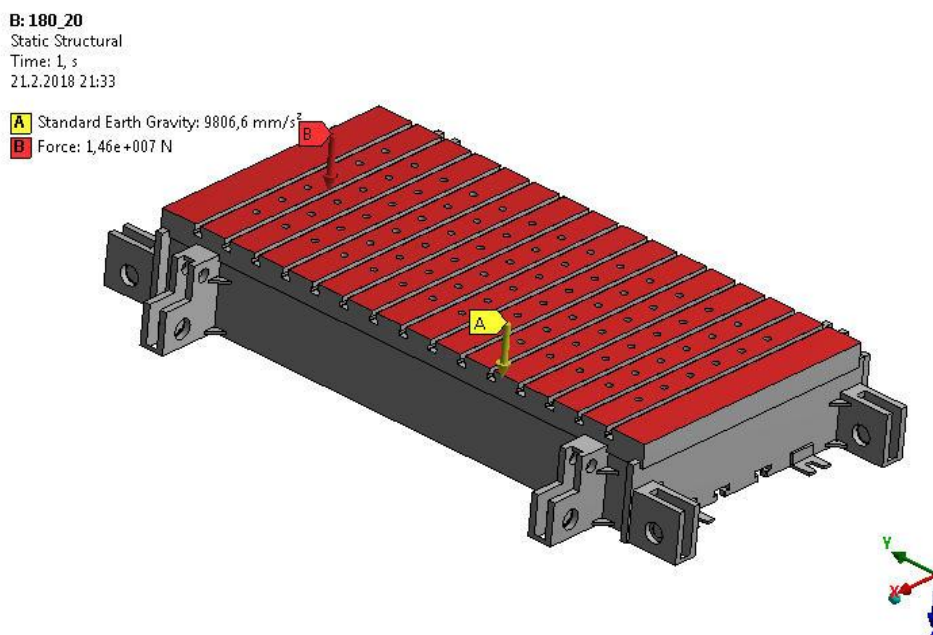
### 3.18 Návrh a volba tloušťky upínací desky a zpevňovacích žebër

Pro optimální návrh vyjížděcího stolu je vhodné i optimálně navrhnout tloušťku upínací desky a tloušťky zpevňujících žebër nacházejících se pod upínací deskou. Právě kombinace určitých tloušťek by měla přenést síly od tvářecích operací, a tedy zaručit určitou tuhost stolu. Proto by se měl provést návrh a základní pevnostní výpočet stolu pro různé velikosti desky a žebër. Poté se vybere vhodná varianta, která zaručí akceptující deformaci stolu a zároveň, aby byla hmotnostně, a tedy i finančně výhodnější.

Výpočty budou hlavně z důvodu hardwarové náročnosti vypočítány pro vyjížděcí stůl se zjednodušenou sítí, a to bez děr pro kolíky přidržovače, a dalších menších montážních děr pro šrouby. Konečná navržená konstrukce bude podrobena MKP analýze, a to z důvodu možných konstrukčních změn.

#### 3.18.1 Zatížení

Stůl bude v případě největšího rozměru nástroje zatížen po celé ploše upínací plochy stolu. Toto zatížení se skládá ze dvou svislých složek, a to ze složky zatížení tvářecí silou lisu, která činí 14 000 kN, a dále druhé složky hmotnosti nástroje neboli maximální nosnosti stolu, která činí dle zadání práce 60 000 kg. Celkové zatížení je poté rovno součtu těchto dvou složek, což je cca 14 600 000 N. Tato hodnota byla použita pro předběžný výpočet, jehož výsledky mají vést k výběru tloušťky upínací desky a zpevňovacích žebër. Součástí zatížení je i zatížení vlastní tíhou. Model zatížení lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 43).



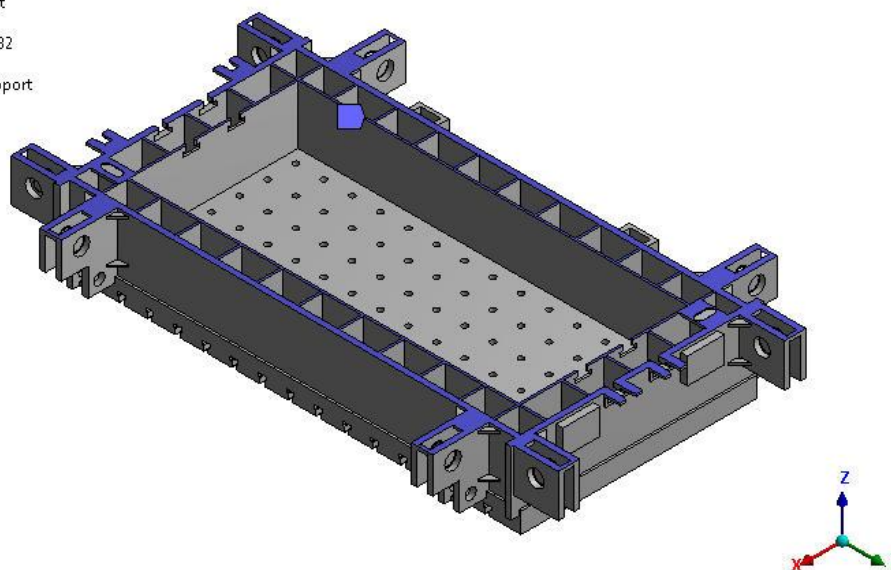
Obr. 43) Model zatížení vyjížděcího stolu v programu ANSYS

#### 3.18.2 Okrajové podmínky

Stůl dosedá v pracovní poloze spodními plochami na spodní příčník v pracovním prostoru lisu, kde dochází k největšímu zatížení stolu. Vazby byly zvoleny jako pevné podpory (Obr. 44).

B: 180\_20  
 Fixed Support  
 Time: 1, s  
 21.2.2018 21:32

Fixed Support



Obr. 44) Zavazbení vyjížděcího stolu v programu ANSYS

### 3.18.3 Síť prvků

Z hlediska zaručené konvergence výsledků a časové náročnosti výpočtu byly zvoleny prvky s velikostí 20 mm, a to typu tetrahedr. Pro co nejpřesnější výpočet by bylo nutné zjemnit síť v oblasti děr, přechodů či rádiusů. Pro volbu tloušťky žeber a upínací desky je dostačující použít výpočet zjednodušený, a to bez malých rádiusů či malých montážních děr.

### 3.18.4 Výsledky a zhodnocení MKP analýzy k výběru žeber a upínací desky

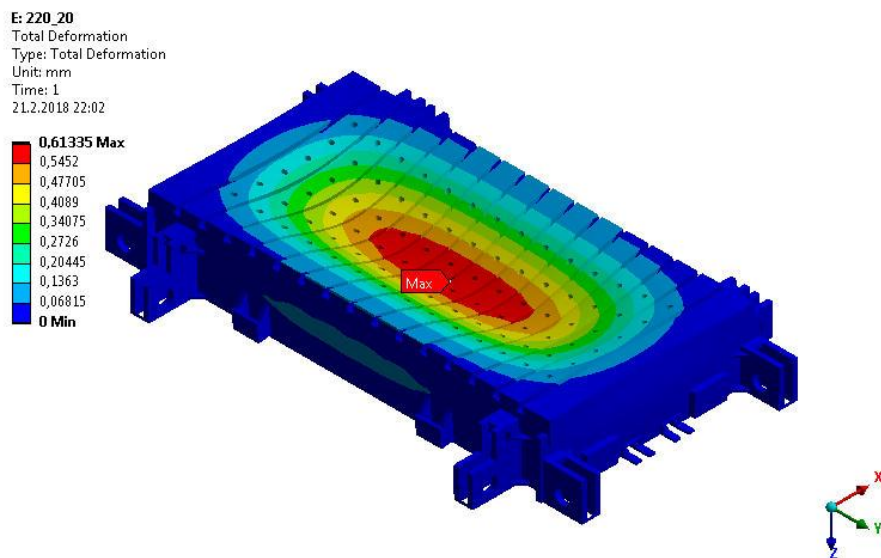
V následující tabulce (Tab. 20) jsou shrnuty výsledky výpočtu pomocí metody konečných prvků pro zvolené tloušťky desky v kombinaci s různými tloušťkami žeber. Byly zvoleny 3 různé tloušťky jak desek, tak žeber. Z toho vyplývá 9 možných kombinací a tedy výpočtů. Dle výsledků předběžné MKP analýzy vyjížděcího stolu uvedených v tabulce lze vidět, že dle očekávání hodnota deformace desky s její tloušťkou klesá, stejně jako redukované maximální napětí. Toto nejvyšší napětí se objevuje právě v oblasti spoje žeber a upínací desky. Napětí značně klesá většinou s rostoucí tloušťkou žeber. Přijatelná deformace a napětí pro volbu tlouštěk desky a žeber byla zvolena pro tloušťku upínací desky 220 mm a tloušťku žeber 20 mm. Volba byla provedena na základě porovnání deformace a napětí s ohledem na hmotnost, a tudíž i cenu konstrukce. Pro důkladnější optimalizaci by bylo nutné provést výpočty pro větší rozptyl hodnot jak tlouštěk desky, tak žeber.



Tab. 20) Shrnutí výsledků pevnostní analýzy pomocí MKP

Tloušťka desky [mm]	Tloušťka žeber [mm]	Hmotnost obrobené konstrukce [kg]	Deformace [mm]	Redukované napětí [MPa]
180	15	15 680	0,97	155,66
180	20	16 015	0,87	145,65
180	25	16 344	0,80	125,21
220	15	18 057	0,69	145,70
220	20	18 365	0,61	122,72
220	25	18 669	0,56	133,48
260	15	20 433	0,51	110,89
260	20	20 716	0,46	98,6
260	25	20 994	0,42	110,12

Zobrazení deformací a napětí lze vidět v následujících dvou obrázcích. Deformace se dle očekávání nachází uprostřed upínací desky, a to konkrétně o velikosti 0,61 mm což je deformace přijatelná.



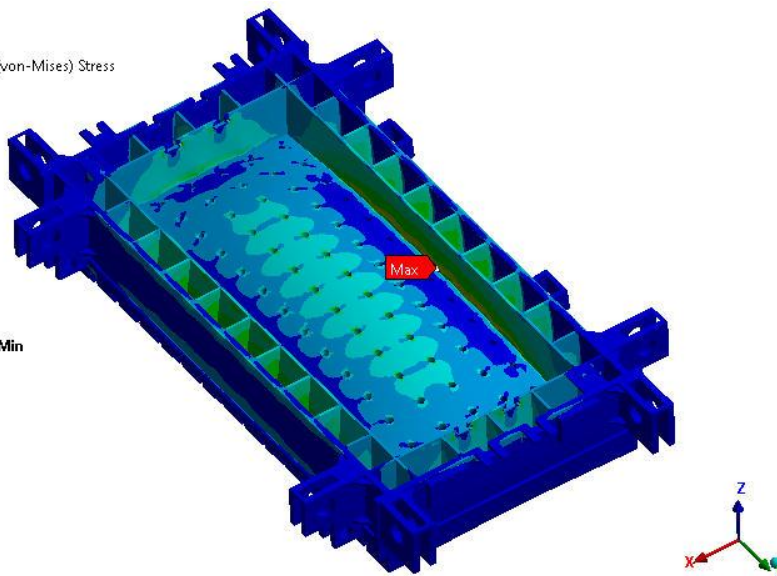
Obr. 45) Grafické zobrazení deformace stolu - 220 mm tloušťka upínací desky, 20 mm tloušťka žeber

Rozložení napětí lze vidět v následujícím obrázku (Obr. 46) Největší napětí se blíží 130 MPa v případě užití největšího nástroje.



E: 220\_20  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 21.2.2018 22:03

127,72 Max  
 113,53  
 99,341  
 85,15  
 70,958  
 56,767  
 42,575  
 28,384  
 14,192  
 0,00085174 Min



Obr. 46) Grafické zobrazení Von-Misesova napětí stolu - 220 mm tloušťka upínací desky, 20 mm tloušťka žeber

### 3.19 Volba manipulačních čepů - závěsných ok

Při návrhu je nutné počítat s možností manipulace celého stolu, resp. upínací desky jak při výrobě, montáži a následné přepravě stolu na pracovní místo. Pro tuto manipulaci slouží manipulační čepy (závěsná oka), které budou připevněny k upínací desce (viz 5.9).

Tyto manipulační čepy mohou být normalizované pod označením DIN 580, nebo jsou modifikované různými výrobci. Jedním z výrobců těchto manipulačních ok je německá firma RUD (český distributor TEDOX). Vhodným manipulačním okem jsou oka řady VRS/VRS-F [64]. Firma RUD dodává oka s integrovaným montážním klíčem pro upevnění bez nářadí (řada VRS-F). VRS-F oka jsou šroubovacího typu a otočná. Toto oko lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 47).



Obr. 47) Manipulační oko řady VRS-F firmy RUD [64]

Manipulační oka firmy RUD se vyrábějí s bezpečnostním faktorem 4. Tato hodnota udává míru bezpečnosti vázacího prostředku. Dle předpisů musí být tato hodnota udávána pro všechny vázací prostředky pro zdvihání břemen. Nosnost manipulačního prostředku závisí na typu vázání. Pro určení nosnosti pro určitý typ vázání lze využít následující tabulku na obrázku (Obr. 48), kterou firma RUD udává v technické dokumentaci produktu.

Způsob uvázání										
Počet bodů	1	1	2	2	2	2	2	3 nebo 4	3 nebo 4	3 nebo 4
Úhel sklonu °	0°	90°	0°	90°	0° - 45°	45° - 60°	nesym.	0° - 45°	45° - 60°	nesym.
	Nosnost (t)									
VRS M6	0,5	0,1	1	0,2	0,14	0,1	0,1	0,21	0,15	0,1
VRS M8	1	0,3	2	0,6	0,42	0,3	0,3	0,63	0,45	0,3
VRS M10	1	0,4	2	0,8	0,56	0,4	0,4	0,84	0,6	0,4
VRS M12	2	0,75	4	1,5	1	0,75	0,75	1,6	1,12	0,75
VRS M14	2	0,75	4	1,5	1	0,75	0,75	1,6	1,12	0,75
VRS M16	4	1,5	8	3	2,1	1,5	1,5	3,15	2,25	1,5
VRS M18	4	1,5	8	3	2,1	1,5	1,5	3,15	2,25	1,5
VRS M20	6	2,3	12	4,6	3,22	2,3	2,3	4,83	3,45	2,3
VRS M22	6	2,3	12	4,6	3,22	2,3	2,3	4,83	3,45	2,3
VRS M24	8	3,2	16	6,4	4,48	3,2	3,2	6,7	4,8	3,2
VRS M27	8	3,2	16	6,4	4,48	3,2	3,2	6,7	4,8	3,2
VRS M30	12	4,5	24	9	6,3	4,5	4,5	9,4	6,7	4,5
VRS M33	12	4,5	24	9	6,3	4,5	4,5	9,4	6,7	4,5
VRS M36	16	7	32	14	9,8	7	7	14,7	10,5	7
VRS M42	24	9	48	18	12,6	9	9	18,9	13,5	9
VRS M48	32	12	64	24	16,8	12	12	25,2	18	12

Obr. 48) Tabulka nosností ok VRS pro konkrétní typ vázání [64]

Firma RUD uvádí i srovnání mezi jejich výrobkem VRS a normalizovaným okem DIN 580. Při stejné nosnosti je oko firmy VRS mnohem menší než oko dle DIN 580. Pro ilustraci lze toto srovnání vidět na následujícím obrázku. (Obr. 49). Oka DIN 580 jsou méně odolná vůči ohybovým momentům.



Obr. 49) Srovnání velikostí ok VRS a DIN 580 o podobných nosnostech [64]

Předpokládaný hrubý odhad hmotnosti stolu byl 30 tun. Během prvotního návrhu konstrukce bylo zjištěno, že hmotnost bude nižší než tento odhad. A také vzhledem k tomu, že manipulační oka VRS jsou vyráběny s bezpečnostním faktorem 4, byla vybrána oka, disponující nosností 14 tun (nosnost dvou těchto ok dohromady) v případě uvázání ve dvou bodech a úhlem sklonu 90° dle předchozí tabulky (Obr. 48) se závitem M36 s označením:

### VRS-F M36

Ve skutečnosti budou použity 4 vázací body, a tudíž nosnost bude 28 tun. Z důvodu upevnění nástroje na horní ploše upínací desky stolu budou manipulační oka umístěna na delších bočních stranách upínací desky. (viz kapitola 5.9)

## 4 NÁVRH KOLEJIŠTĚ

### 4.1 Návrh hydraulického zařízení

Při vyjíždění stolu z pracovního prostoru lisu po kolejové T-dráze je nutné, aby byl umožněn směr jízdy stolu ze směru A do směru B. Aby bylo možné kolmého směru jízdy, musí se 4 kola pojezdu dostat na určenou kolejovou dráhu. Toto přesunutí je často řešeno vysouváním celých náprav či jednotlivých kol, aby se pojezdová kola určená pro jeden směr zvedla či klesla a tím umožnila pojezdovým kolům pro kolmý směr jízdy dosednutí na kolmou kolej.

Toto přestavování kol, resp. vyjížděcího stolu lze také navrhnout jiným způsobem. Místo vysouvání kol budou vysouvány a zasouvány části pojezdových kolejnic, a to jak v pracovní části lisu, (aby mohl stůl dosednout celou plochou na spodní příčník), tak během změny pojezdové osy, aby stůl dosednul na kola pro pojezd v druhém směru. toho lze docílit pouze, když kola na stole budou pro směr A v jiné osové výšce než pro směr B.

Vysouvání kolejnice bude provedeno pomocí hydraulických přímočarých motorů. Vzhledem k tomu, že celková hmotnost a nosnost stolu je vysoká, bude žádané, aby zvednutí bylo prováděno pomocí zvedáků hydraulických. Pneumatické systémy nejsou vhodné pro přizvednutí takovýchto těžkých břemen. Systém hydraulického zvedáku bude proveden jako hydraulický válec, a tudíž bude sestaven z hlavních komponentů jako je válec, píst s pístnicí, a hlavně pro dodání žádané vstupní energie bude hydraulický agregát obsahující filtry, motor s hydrogenerátorem, a hlavně hydraulickou kapalinu. Dalšími komponenty, které budou součástí celého hydraulického systému budou např. fitinky, přepouštěcí a škrtící ventily a děliče průtoku.

#### 4.1.1 Volba přímočarého hydromotoru

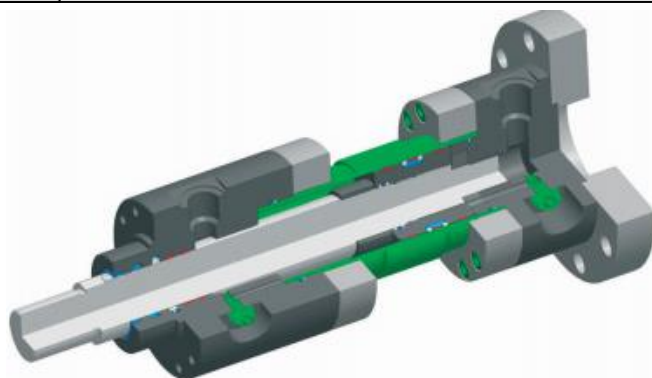
Pro vysunutí bude tedy využit přímočarý hydromotor fungující na principu pohybujícího se pístu s pístnicí v hydraulickém válci. Na trhu existuje mnoho různých typů těchto hydromotorů, které je pro danou aplikaci možné využít. Pro správný výběr motoru je nutné zjistit potřebnou sílu ke zvednutí stolu.

Je tedy nutné zajistit sílu, která bude minimálně rovna celkové teoretické potřebné tíhové síle stolu s nástrojem. Síla, kterou musí motor vyvinout, aby nadzvedl jedno kolo, je tedy rovna teoretické síle působící na jedno kolo stolu:

$$F_{kolo\_teor} = 220\,725\,N$$

Pístnice musí zároveň vyhovovat vzpěrné tuhosti. Zda pístnice vyhovuje na vzpěr, je možné zjistit v katalogu výrobce nebo je možné ji i vypočítat. Dle teoretické síly působící na jedno kolo stolu byl vybrán přímočarý hydromotor (Obr. 50) HydraulICS, specializující se na výrobu hydraulických válců, resp. hydromotorů., s označením:

**ISO6022 MF4 125 80 100 (M0033SOO11SNO)**



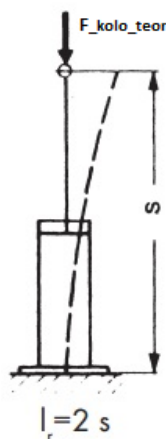
Obr. 50) Přímočarý hydromotor typu MF4 firmy Hydraulics [50]

Zvolený dvojčinný hydromotor se zdvihem 100 mm je v provedení s přírubou z důvodu jednoduché montáže na plech zalitý v podlaze v kolejišti. Ukončení pístní tyče je vnitřním metrickým závitem, na který se přimontuje část kolejnice, která se bude vysouvat. Je osazen koncovými snímači polohy. Hydromotor obsahuje tlumení koncových poloh s možností regulace, aby bylo možné tlumit rázy při najetí pístu do koncových poloh válce. Standardní pístnice firmy Hydraulics je vyrobena z materiálu 20MnV6 s vrstvou chromu. Na následující tabulce (Tab. 21) je přehled základních parametrů hydromotoru MF4 z katalogu výrobce [66].

Tab. 21) Základní parametry vybraného motoru MF4 [50]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Průměr pístnice	[mm]	80
Průměr pístu	[mm]	125
Zdvih	[mm]	100
Ukončení pístnice	[mm]	M 24
Závity pro vstup a výstup tlaku	[mm]	M 33x2
Provozní tlak	[MPa]	20
Maximální tlak	[MPa]	25
Síla při vysouvání při provozním tlaku	[kN]	235,5
Síla při zasouvání při provozním tlaku	[kN]	136,14

Síly při vysouvání nejsou tolik důležité z toho důvodu, že při zasouvání pístnice pomáhá i tíhová síla stolu. Přímočarý hydromotor je na straně příruby uložen vetknutě, a na straně vysunuté pístnice lze považovat uložení za uložení s volným koncem. Schéma uložení dle Eulera lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 51). Toho se využije pro kontrolu vzpěrné tuhosti.



Obr. 51) Uložení hydromotoru s redukovanou délkou  $l_r$  dle Eulera [49]

Rozměr „s“ lze dohledat v katalogu výrobce [66]. Pro hydromotor s průměrem pístu 125 mm a průměrem pístnice 80 mm je rozměr „s“ roven cca 615 mm. Redukovaná délka pro zmíněné uložení je tedy:

$$l_r = 2 \cdot s = 2 \cdot 715 = 1\,430\text{ mm} \quad (47)$$

kde:  $l_r$  [mm] ..... redukována délka vetknutého uložení s volným koncem  
s [mm] ..... vzdálenost konce vysunuté pístnice od příruby

Výrobce pro určení dovoleného namáhání s koeficientem bezpečnosti 2 uvádí v katalogu [66, str. 96] diagram pro danou redukovanou délku a průměr pístnice. Pro průměr pístnice 80 mm a redukovanou délku 1 430 mm odpovídá dovolené zatížení hodnotě cca 900 kN. V porovnání s tíhou stolu na jedno kolo je tato hodnota na bezpečné straně.

#### 4.1.2 Návrh a volba hydrogenerátoru a jeho pohonu

Pro dodání hydraulické kapaliny o určitém tlaku a průtoku do prostoru pístu přímočarého hydromotoru se využívá čerpadel neboli hydrogenerátorů. Jedním z nejpoužívanějších typů čerpadel pro hydraulické systémy je zubové čerpadlo fungující na principu dvou otáčejících se ozubených kol, které do sebe těsně zapadají a tím vytvářejí podtlak, čímž dojde k nasátí kapaliny do skříně čerpadla. Dle žádané rychlosti vysouvání pístu je možné navrhnout parametry hydrogenerátoru.

Požadovaná rychlost zvedání stolu nemusí být vysoká a je tedy zvolena následovně:

$$v_{pistnice\_pož} = 0,02\text{ m/s} \quad (48)$$

kde:  $v_{pistnice\_pož}$  [m/s] ..... požadovaná rychlost vysouvání pístnice

Pro výpočet požadovaného průtoku je nutné znát plochu pístu:

$$S_{pist} = \pi \cdot r_{pist}^2 = \pi \cdot 62,5^2 = 12\,272\text{ mm}^2 \quad (49)$$

kde:  $S_{pist}$  [mm<sup>2</sup>] ..... plocha pístu  
 $r_{pist}$  [mm] ..... poloměr pístu

Požadovaný průtok pro vysunutí jedné pístnice danou rychlostí se vypočítá dle následujícího vzorce:

$$Q_{pistnice\_pož} = S_{pist} \cdot v_{pistnice\_pož} \cdot 60 \cdot 10^3 = 0,012272 \cdot 0,02 \cdot 60 \cdot 1\,000$$

$$Q_{pistnice\_pož} = 14,73 \text{ l/min}$$
(50)

kde:  $Q_{pistnice\_pož}$  [l/min] ..... požadovaný průtok pro vysunutí pístnice

Vzhledem k užití 4 přímočarých motorů pro zvednutí stolu, bude potřebný průtok na výstupu čerpadla čtyřnásobný:

$$Q_{čerpadlo\_pož} = Q_{pistnice\_pož} \cdot 4 = 14,73 \cdot 4 = 58,92 \text{ l/min}$$
(51)

kde:  $Q_{čerpadlo\_pož}$  [l/min] ..... požadovaný průtok pro vysunutí všech pístnic

Požadovaný pracovní tlak se vypočte následovně:

$$p_{provoz\_čerp} = \frac{F_{kolo\_teor}}{S_{pist}} = \frac{220\,725}{12\,272} = 18 \text{ MPa}$$
(52)

kde:  $p_{provoz\_čerp}$  [MPa] ..... požadovaný pracovní tlak hydrogenerátoru v MPa

Vzhledem k tomu, že tlak 0,1 MPa odpovídá 1 baru, pak požadovaný pracovní tlak v barech se získá následovně:

$$p_{provoz\_čerp\_bar} = \frac{p_{provoz\_čerp}}{0,1} = \frac{18}{0,1} = 180 \text{ bar}$$
(53)

kde:  $p_{provoz\_čerp\_bar}$  [bar] ..... požadovaný pracovní tlak hydrogenerátoru v barech

Čerpadlo bude vybráno z portfolia firmy Jihostroj. Návrhové výpočty ke zvolení čerpadla a motor čerpadlo pohánějící jsou popsány detailně v jejich firemním katalogu [54]. Vzhledem k použití čtyřpólového asynchronního motoru jako pohonu, budou otáčky čerpadla uvažovány lehce pod 1500 ot/min.

Dle předešlých vypočtených parametrů bylo zvoleno čerpadlo řady Q2 uvedené firmy Jihostroj s parametry v následující tabulce (Tab. 22).

Tab. 22) Základní parametry vybraného čerpadla Q2 51 [54]

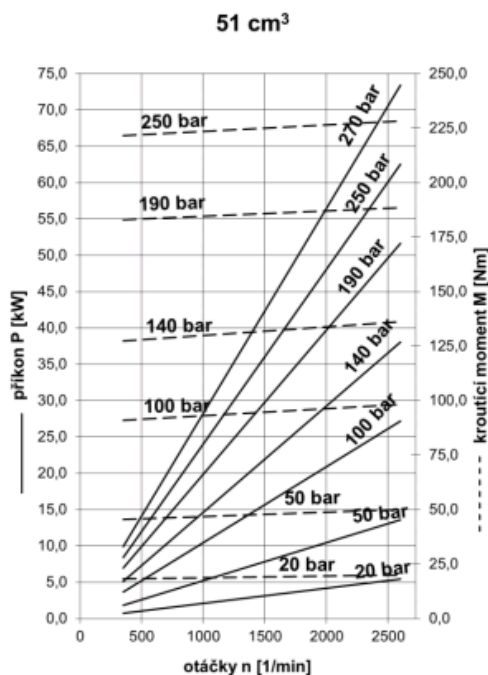
Parametr	Jednotka	Hodnota
Skutečný geometrický objem	[cm <sup>3</sup> ]	51,44
Jmenovité otáčky	[ot/min]	1 500
Minimální otáčky	[ot/min]	350
Maximální otáčky	[ot/min]	2 500
Maximální trvalý výstupní tlak	[bar]	270
Špičkový	[bar]	300
Jmenovitý výstupní průtok	[l/min]	71,8
Jmenovitý příkon	[kW]	40,8

Čerpadlo (Obr. 52) je možné zvolit z několika různých provedení přírub, hřídelů, vstupů a výstupů kapaliny a jiných. Firma udává doporučenou hydraulickou kapalinu s kinematickou viskozitou  $20 \cdot 10^{-6}$  až  $80 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .



Obr. 52) Ilustrativní obrázek čerpadla řady Q2 firmy Jihostroj [55]

Nyní je nutné určit parametry motoru, který bude pohánět toto čerpadlo. Na následujícím diagramu na obrázku Obr. 53 lze vidět výkonovou charakteristiku čerpadla, sloužící k přibližnému určení či zkontrolování výkonu a kroutícího momentu.



Obr. 53) Výkonová charakteristika čerpadla Q2 51 [54]

• **Požadovaný kroutící moment motoru:**

$$M_{mot\_čerp} = \frac{V_{g\_čerp} \cdot p_{provoz\_čerp\_bar}}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{m\_čerp}} = \frac{51,44 \cdot 180}{20 \cdot \pi \cdot 0,85} = 173,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (54)$$

kde:	$p_{provoz\_čerp\_bar}$	[bar]	.....	požadovaný pracovní tlak hydrogenerátoru v barech
	$\eta_{m\_čerp}$	[-]	.....	mechanická účinnost čerpadla 0,85 z [54]
	$V_{g\_čerp}$	[cm <sup>3</sup> ]	.....	skutečný geometrický objem čerpadla
	$M_{mot\_čerp}$	[N·m]	.....	požadovaný kroutící moment motoru



• **Celková účinnost čerpadla:**

$$\eta_{t\_čerp} = \eta_{V\_čerp} \cdot \eta_{m\_čerp} = 0,92 \cdot 0,85 = 0,782 \quad (55)$$

kde:  $\eta_{t\_čerp}$  [-] ..... celková účinnost čerpadla  
 $\eta_{V\_čerp}$  [-] ..... objemová účinnost čerpadla

• **Požadovaný příkon čerpadla:**

$$P_{mot\_čerp\_příkon} = \frac{V_{g\_čerp} \cdot n_{provoz\_čerp} \cdot p_{provoz\_čerp\_bar}}{600 \cdot 1000 \cdot \eta_{t\_čerp}} = \frac{51,44 \cdot 1480 \cdot 180}{600 \cdot 1000 \cdot 0,782} \quad (56)$$

$$P_{mot\_čerp\_příkon} = 29,2 \text{ kW}$$

kde:  $n_{provoz\_čerp}$  [ot/min] ..... otáčky čerpadla  
 $P_{mot\_čerp\_příkon}$  [kW] ..... požadovaný příkon čerpadla

Dle těchto parametrů byl zvolen asynchronní motor firmy SEW Eurodrive [56] o výkonu 30 kW s označením:

**DRN200L4/FE/TF**

Pro regulaci otáček a plynulému rozběhu je k dispozici měnič frekvence také od firmy SEW Eurodrive řady MOVITRAC označením:

**MC07B0300-503-4-00**

Technickou dokumentaci k motoru i měniči lze najít na webu výrobce, a jejich základní parametry na následujících tabulkách (Tab. 23) a (Tab. 24).

Tab. 23) Základní parametry vybraného čerpadlového motoru DRN200L4/FE/TF firmy SEW Eurodrive [56]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Jmenovitý výkon motoru	[kW]	30
Jmenovité otáčky motoru	[ot/min]	1 480

Tab. 24) Základní parametry vybraného frekvenčního měniče MC07B0300-503-4-00 firmy SEW Eurodrive [56]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Jmenovitý výkon měniče	[kW]	30



Obr. 54) Vybraný motor DRN200L4 (vlevo) a měnič frekvence MOVITRAC (vpravo) od firmy SEW Eurodrive [56]



Vzhledem k tomu, že skutečná hmotnost stolu bude o něco nižší než navrhovaná, je výkon 30 kW dostačující.

- **Jmenovitý moment motoru:**

$$M_{jmenovity\_motor\_čerp} = \frac{P_{jmenovity\_motor\_čerp} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{provoz\_čerp}} = \frac{30\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,480}$$

$$M_{jmenovity\_motor\_čerp} = 193,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (57)$$

kde:  $M_{jmenovity\_motor\_čerp}$  [N·m] ..... Jmenovitý moment motoru čerpadla  
 $P_{jmenovity\_motor\_čerp}$  [W] ..... Jmenovitý výkon motoru čerpadla

- **Skutečný průtok čerpadlem při jmenovitých otáčkách motoru:**

$$Q_{čerpadlo} = \frac{V_{gčerp} \cdot n_{provoz\_čerp} \cdot \eta_{Včerp}}{1000} = \frac{51,44 \cdot 1480 \cdot 0,92}{1000}$$

$$Q_{čerpadlo} = 70 \text{ l/min} \quad (58)$$

kde:  $Q_{čerpadlo}$  [l/min] ..... skutečný průtok čerpadlem pro vysunutí všech pístnic

Z důvodu užití 4 přímočarých motorů pro zvednutí stolu, bude skutečný průtok pro vysunutí pístnice následující:

$$Q_{pistnice} = \frac{Q_{čerpadlo}}{4} = \frac{70}{4} = 17,5 \text{ l/min} \quad (59)$$

kde:  $Q_{pistnice}$  [l/min] ..... skutečný průtok pro vysunutí pístnice

- **Skutečná rychlost vysunutí válce je poté:**

$$v_{pistnice} = \frac{Q_{pistnice}}{S_{pist} \cdot 60 \cdot 10^3} = \frac{17,5}{0,012272 \cdot 60 \cdot 10^3} = 0,024 \text{ m/s} \quad (60)$$

kde:  $v_{pistnice}$  [m/s] ..... skutečná rychlost vysouvání pístnice

$$t_{pistnice} = \frac{S_{zdvih\_válce}}{v_{pistnice}} = \frac{0,100}{0,024} = 4,2 \text{ s} \quad (61)$$

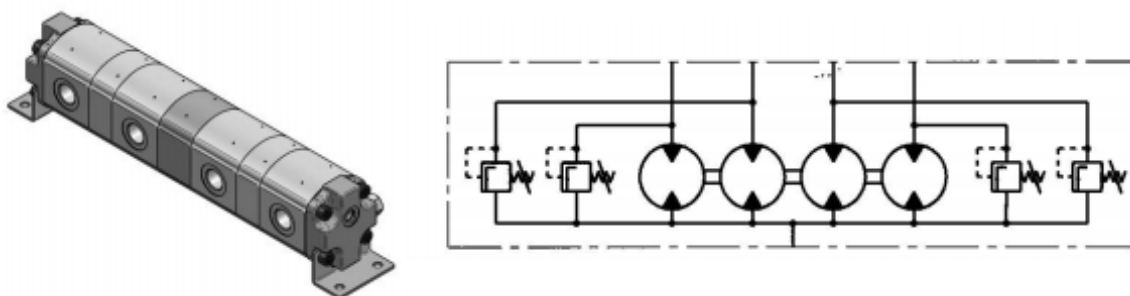
kde:  $S_{zdvih\_válce}$  [m] ..... zdvih hydraulického válce  
 $t_{pistnice}$  [s] ..... doba vysunutí pístnice válce

Lze vidět, že pro zdvih válce 100 mm bude doba vysunutí válce trvat okolo 4 sekund.

### 4.1.3 Synchronizace přímočarých hydromotorů

V případě, že je potřeba synchronizovat vysouvání 4 přímočarých motorů napájených z jednoho hydrogenerátoru, je nutné ve zhruba stejném poměru dělit průtok z čerpadla do 4 větví. K tomuto slouží tzv. děliče průtoku. Existují 2 verze těchto děličů, a to děliče vyvážené a děliče nevyvážené. Vyvážené děliče mají vyšší přesnost dělení až pod 2 %, snadný a plynulý rozběh. Firma Jihostroj nabízí různé provedení těchto děličů a to 2 až 6 sekční. [51]

Zvoleným děličem je dělič vyvážený typu DPVT3 o velikosti 12 obsahující 4 sekce, jež lze vidět na obrázku (Obr. 55) a jeho základní parametry v tabulce (Tab. 25).

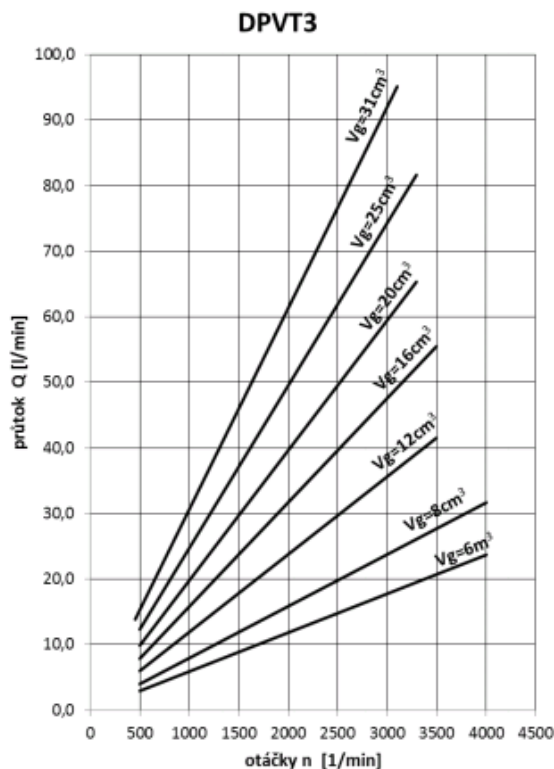


Obr. 55) Vyvážený dělič DPVT3 firmy Jihostroj (vlevo) a jeho hydraulické schéma (vpravo) [51]

Tab. 25) Základní parametry vybraného děliče průtoku DPVT 3 velikost 12 firmy Jihostroj [51]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Jmenovitá velikost děliče	[-]	12
Jmenovitý geometrický objem	[cm <sup>3</sup> ]	12
Pracovní otáčky	[ot/min]	1200-3200
Minimální otáčky	[ot/min]	500
Maximální otáčky	[ot/min]	3500
Pracovní průtok sekcí	[l/min]	14,4-38,4
Minimální průtok sekcí	[l/min]	6
Maximální průtok sekcí	[l/min]	42
Maximální tlak na vstupu	[bar]	230
Špičkový tlak na vstupu	[bar]	250
Maximální tlak na výstupu	[bar]	280
Špičkový tlak na výstupu	[bar]	300

Průtokovou charakteristika děliče průtoku DPVT 3 velikosti 12 pro jeho jmenovitý geometrický objem lze vidět na následujícím diagramu na obrázku (Obr. 56).



Obr. 56) Průtoková charakteristika děliče DPVT3 velikosti 25 firmy Jihostroj [51]

#### 4.1.4 Další potřebné hydraulické komponenty

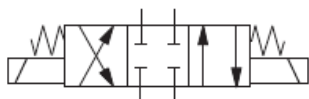
Součástí hydraulického systému musí být kromě čerpadla, motoru, přímočarého válce, hadic a děličů, také nádrž s hydraulickou kapalinou. Součástí nádrže by měly být filtry částic, které čistí hydraulickou kapalinu a tím předchází mechanickému opotřebení všech součástí systému. Dále by měly být součástí systému i přepouštěcí ventily v případě výskytu velkých tlakových spádů. Pro změnu směru průtoku a tedy zvedání/klesání hydraulických válců je nutné zařadit do systému hydraulický rozvaděč. Aby bylo možné nechat kolejnice zvednuté a mohly po ní za sebou přejíždět oba stoly s novým a starým nástrojem zároveň, je nutné do hydraulického obvodu zařadit hydraulické zámky, popř. rozvaděče s uzavřenou střední polohou.

- **Rozvaděč**

Zvoleným rozvaděčem je třípolohový čtyřcestný rozvaděč ovládaný elektromagneticky. Byl vybrán od firmy Parker s označením:

**D1VW001CN**

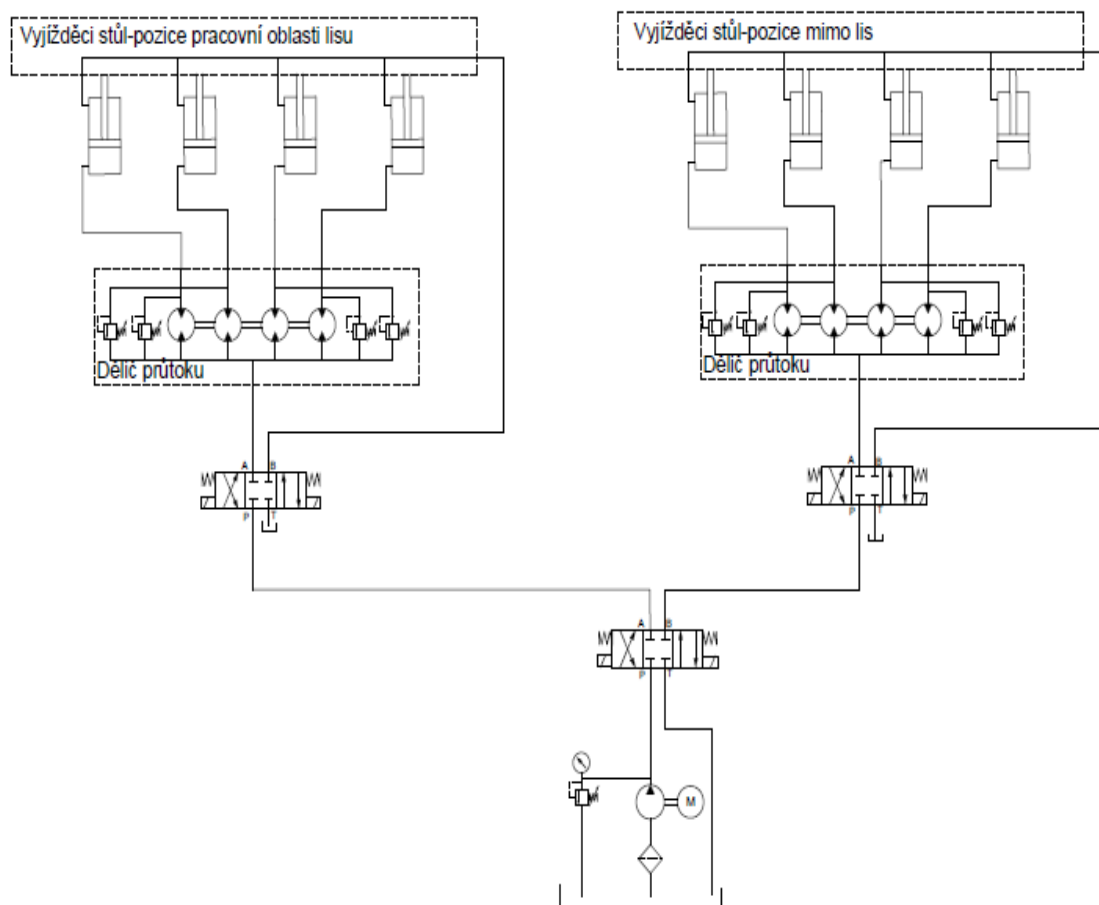
Jeho maximální možný průtok je 80 litrů, což je dostačující. Rozvaděč je zobrazen na obrázku Obr. 57. Tento rozvaděč se ve střední poloze chová jako hydraulický zámek, což znamená, že při odpojení či výpadku elektrického proudu zůstane pístnice válce stále ve stejné poloze, jako byla před výpadkem. Nehrozí tudíž nečekané sjetí stolu, a tedy zranění osob v blízkosti, např. při servisu.



Obr. 57) Elektromagneticky ovládaný rozvaděč DIVW001CN firmy Parker [70]

#### 4.1.5 Hydraulické schéma zvedacího mechanismu

Na následujícím obrázku (Obr. 58) lze vidět schéma zapojení hydraulických komponent pro zvedání kolejí. V nádrži je umístěn filtr pro očištění hydraulického oleje vstupujícího do obvodu. Čerpadlo poháněno asynchronním motorem čerpá olej směrem k přímočarým válcům přes třípolohové čtyřcestné rozvaděče a dále přes dělič průtoku. Výhodou tohoto zapojení je výrazné snížení ceny díky užití pouze jednoho agregátu. Podle polohy obou stolů se tyto rozvaděče budou přesouvat a umožňovat průtok kapaliny v potřebném směru.

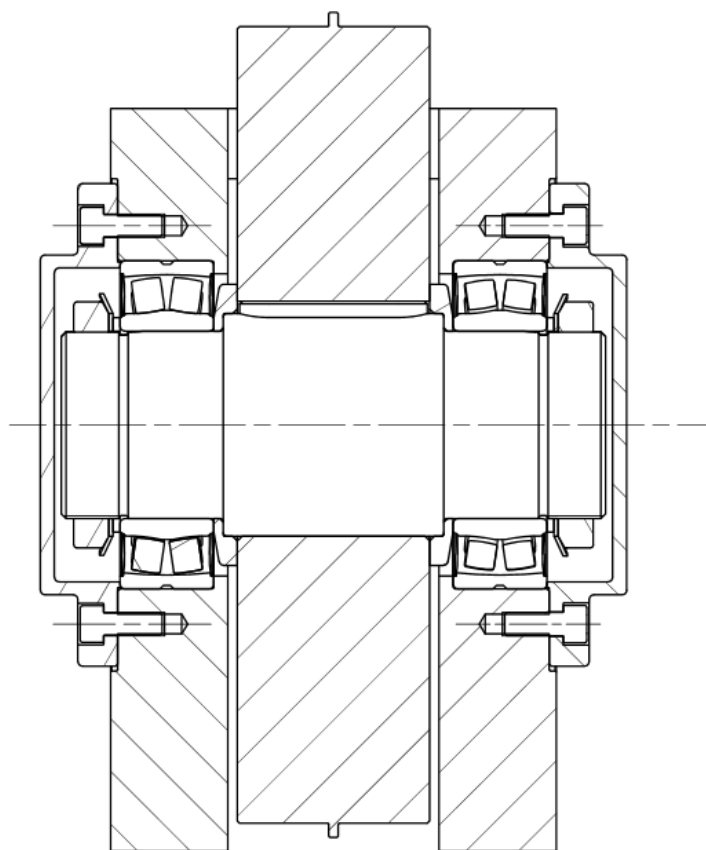


Obr. 58) Schéma zapojení hydraulických komponent pro zvedání kolejí

## 5 KONSTRUKČNÍ UZLY STOLU A KOLEJIŠTĚ

### 5.1 Uložení pojezdových kol

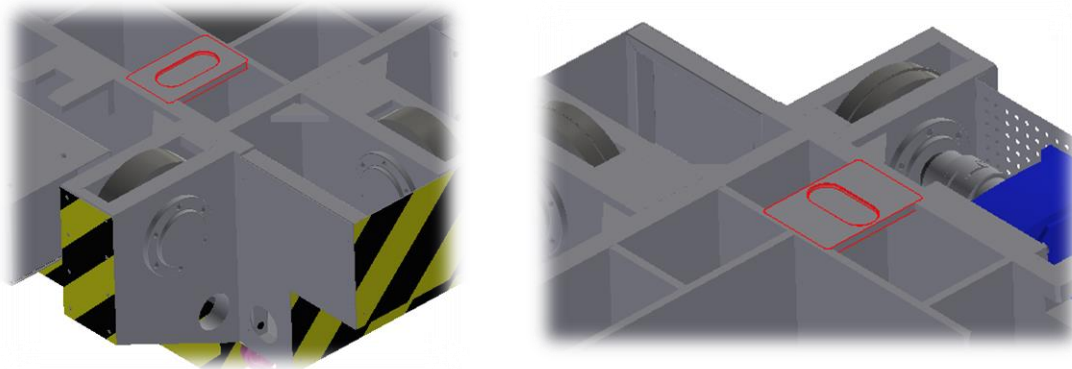
Pojezdová kola jsou uložena na dvou soudečkových dvouřadých ložiskách s těsněním. Ložiska jsou uložena ve dvou příčkách, přivařených k hlavním plechům stolu. V radiálním směru jsou omezena stěnami příček, vnitřní kroužky jsou v axiálním směru zajištěny z jedné strany pomocí KM matice **DIN 981 KM16 M80x2** a MB podložky **MB16**, z druhé strany jsou dotlačovány na distanční kroužek a pojezdové kolo. Vnější kroužky ložisek jsou nerotující a jsou v axiálním směru zajištěny přírubami (ponechána vůle pro teplotní dilatace ložisek), z druhé strany jsou omezeny obrobeným osazením na plechu k uložení kol. Hnací moment z hřídele na kolo je přenášén pomocí těsného pera. Jelikož je ložisko řešeno konstrukčně jako těsněné, jsou určité požadavky na rozměry dosedacích ploch ložisek, aby tyto plochy nedoléhaly či nekolidovaly s těsněním ložiska. Proto jsou mezi ložisky a pojezdovým kolem umístěny distanční kroužky. Hřídel, na kterém je uloženo pojezdové kolo, je vyroben z materiálu C55E a kalen. Pojezdová kola budou vyrobena z materiálu vhodného k zušlechťování - 42CrMo4. Budou zušlechťována na pevnost 750-900 MPa. Tyto chromované oceli vhodné k zušlechťování jsou schopny dosáhnout vysokých tvrdostí dle [72]. Detail uložení lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 59).



Obr. 59) Uložení pojezdového kola

## 5.2 Středění stolu

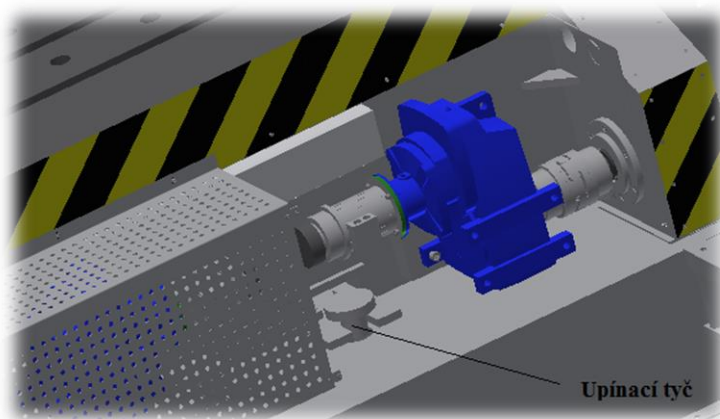
Při najetí stolu do pracovního prostoru lisu a následnému spuštění a dosednutí spodní plochy stolu na horní plochu spodního příčnicku je nutné, aby stůl se seřízeným nástrojem byl vystředěn, a tudíž spodní nástroj polohován přesně vzhledem k hornímu nástroji. Pro toto vystředění slouží 2 drážky v plechu, navařeném a obrobeném ve spodní části stolu. Tyto drážky s náběhovou hranou dosednou přesně na pera navařená na horní plochu spodního příčnicku.



Obr. 60) Drážky pro středící pero na spodní straně stolu

## 5.3 Upnutí stolu

Při dosednutí stolu na horní plochu spodního příčnicku je nutné stůl zafixovat proti neočekávanému pohybu. Pro to jsou ve spodním příčnicku zabudovány 4 vysouvací tyče s osazením, které uchytnou stůl a přitlačí ke spodnímu příčnicku. Dvě tyče lze vidět na obrázku na straně motorů (Obr. 61) a další dvě na straně umístění baterií (Obr. 73).



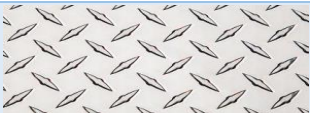


Obr. 61) Upínací tyče s osazením pro fixaci stolu

## 5.4 Schody

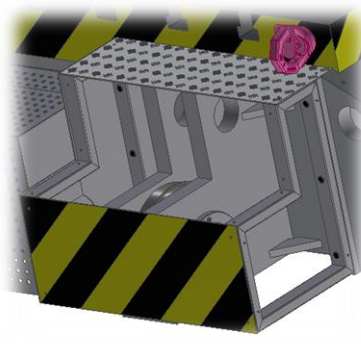
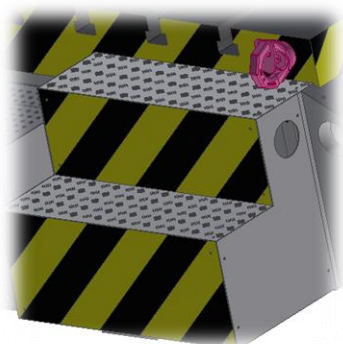
Pro jednodušší přístup na stůl je stůl vybaven stupni, sloužící jako schodiště. Slouží zároveň i jako bezpečnostní kryty kol. Aby bylo schodiště bezpečné z hlediska uklouznutí, bude polotovar schodnic protiskluzový hliníkový plech. Pro ukázkou protiskluzových plechů s rozdílnými protiskluzovými výstupky, byla vytvořena následující tabulka.

Tab. 26) Vybrané typy protiskluzových plechů [65] [66]

Typ	Popis	Ukázka
Slzy - DUET	2 slzy proti sobě	
Slzy - QUINTETT	5 slz proti sobě	
DIAMOND	Kosočtverečné prostríhy	

Pro vyjížděcí stůl byl vybrán typ Slzy-QUINTETT tloušťky 3 mm, vzhledem k tomu, že na trhu se nachází právě valná většina těchto protiskluzových plechů. Možné jsou všechny varianty.

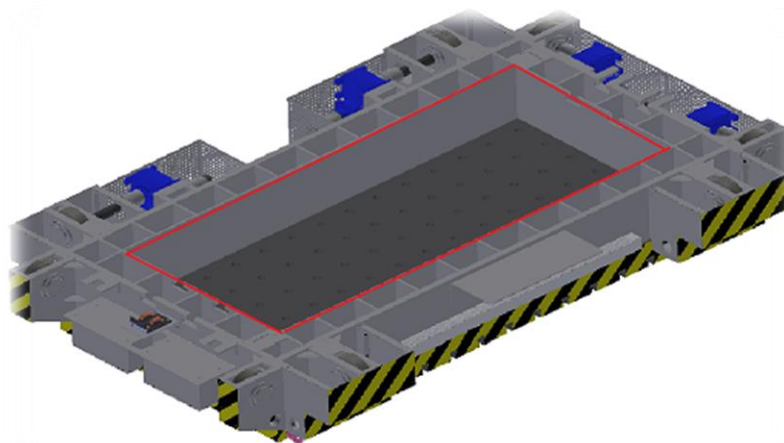
Schody se nachází na 4 místech stolu. Samotné plechy pro došlápnutí a boční plechy jsou přišroubovány ke svařované konstrukci z profilů obdélníkového průřezu, aby bylo možné v případě údržby či servisu se jednoduše dostat k pojezdovým kolům a jejich uložení. Tato svařovaná konstrukce je přišroubována ke konstrukci stolu.



Obr. 62) Schody vyjížděcího stolu (vlevo) a pohled na montáž schodů (vpravo)

## 5.5 Otvor pro přidržovač

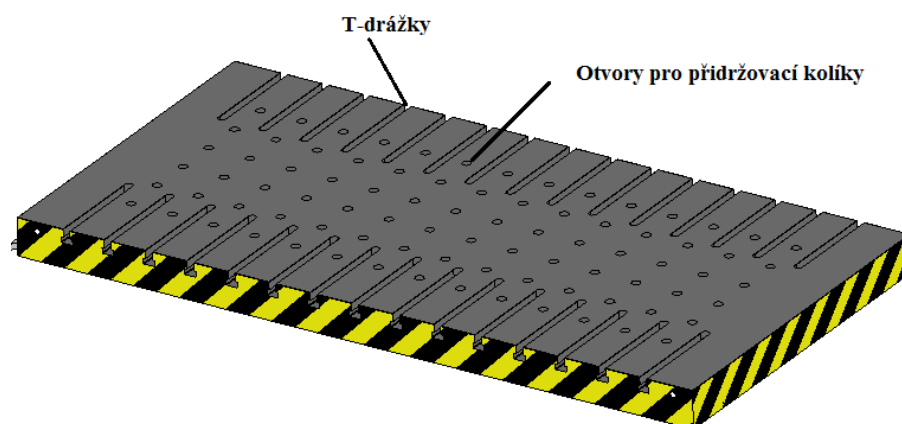
V upínací desce stolu se nacházejí otvory, sloužící pro kolíky spodních přidržovačů. Přidržovače slouží k přidržení výlisku při tažení a také k vyhození výlisku z nástroje. Tyto otvory a jejich rozmístění lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 63).



Obr. 63) Spodní strana vyjížděcího stolu s pohledem na otvor pro spodní přidržovač

## 5.6 Upínací deska

Upínací deska je dle výpočtu z kapitoly 3.18 tlustá 220 mm. Je v ní vyfrézovano 15 T-drážek a s roztečí 250 mm sloužící k upínání nástroje. Rozměry T-drážek lze vidět v kapitole 3.17. Dále jsou skrz upínací desku obrobena díry o průměru 51 mm sloužící k vysunutí přidržovacích kolíků sloužících k přidržení výlisku viz kapitola 3.16. Vzhled upínací desky lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 64). Drážky nejsou frézovány skrz celou šířku stolu, jelikož prostřední část zůstane nevyužita, vzhledem k minimální velikosti nástroje viz kapitola 6.10.2.

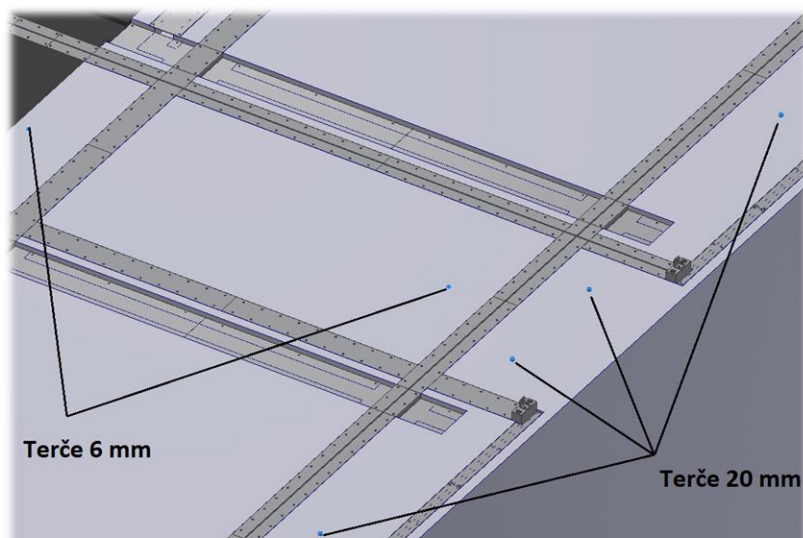


Obr. 64) Rozložení T-drážek a děr pro přidržovací kolíky na upínací desce stolu

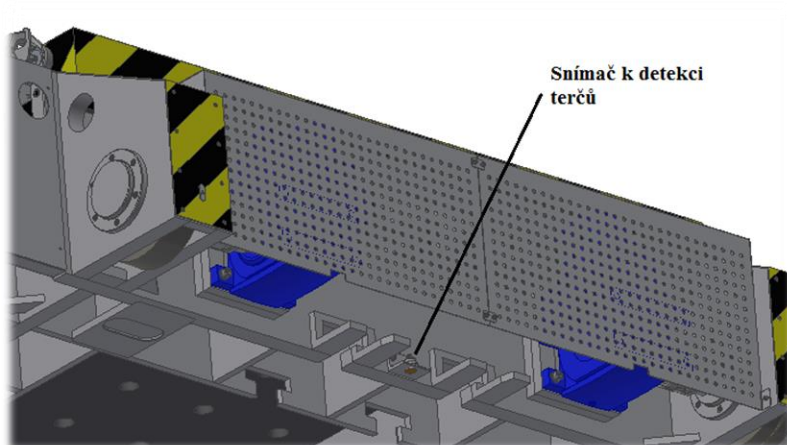
## 5.7 Snímače a jejich umístění

Jeden snímač referenčních poloh pro brzdění a aktuální pozici bude umístěn na spodní části stolu dle obrázku (Obr. 66). Tento snímač má spínací vzdálenost 15 mm a bude detekovat terče umístěné v kolejišti na podlaze. Terče pro směr A budou vysoké 6 mm a pro směr B 20 mm, aby se detekovaly stále stejným snímačem a nebylo nutno použít snímačů více, což by bylo finančně nákladnější.





Obr. 65) Rozložení terčů na kolejišti

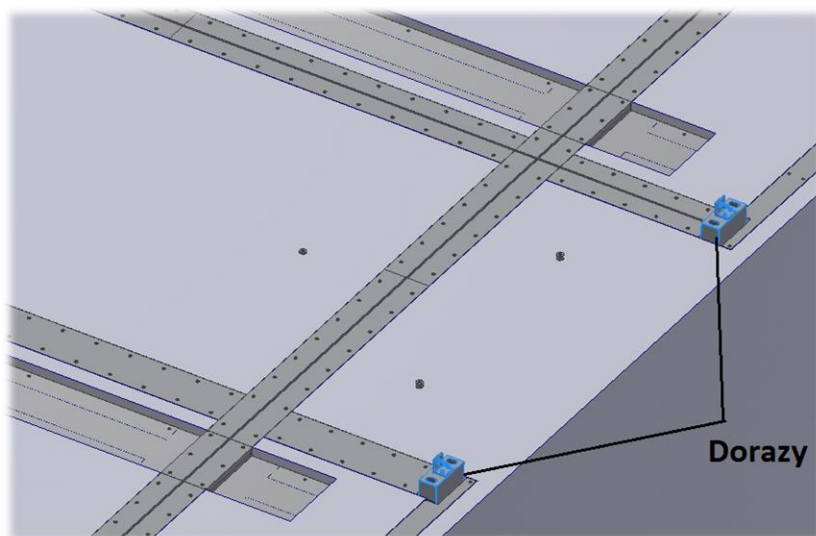


Obr. 66) Umístění snímače na stole k detekci terčů na podlaze

Další snímače budou osazeny na koncových dorazech v kolejišti a na spodním příčnicku. Budou sloužit ke snímání koncových poloh a také k referencím. Snímače lze vidět na stejném obrázku jako dorazy, a to na obrázku níže (Obr. 67).

## 5.8 Dorazy

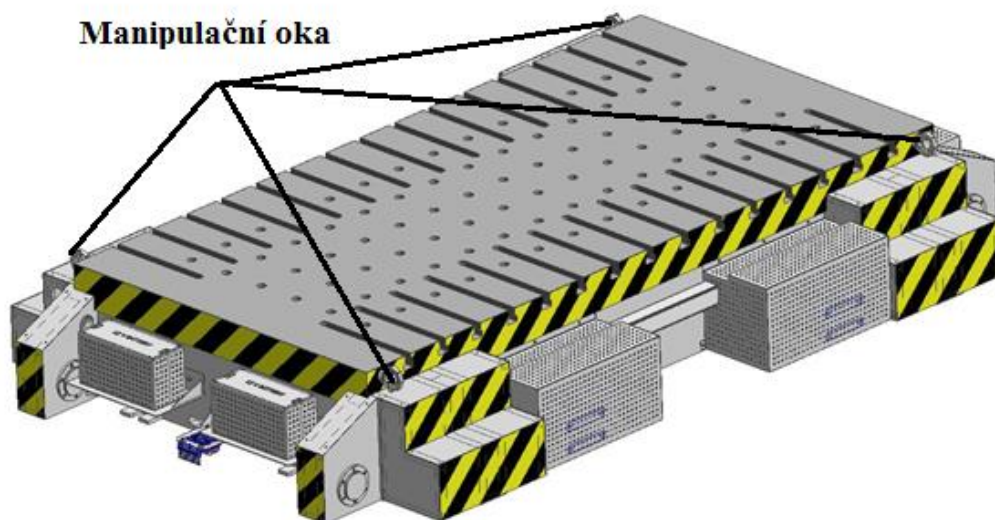
Na konci kolejí budou pomocí šroubů namontovány dorazy, které budou v drážkách nastavitelné pro případ výskytu nepřesností při výrobě a následné montáži kolejiště. Tyto dorazy slouží k napolohování a k bezpečnostnímu zastavení stolu, a tedy předejít případnému najetí na konec kolejiště či mimo něj. Dorazy jsou osazeny snímači koncových poloh. Pro přesnější usazení stolu v pracovní oblasti lisu budou dorazy sloužit k napolohování stolu.



Obr. 67) Umístění koncových dorazů v kolejišti

## 5.9 Manipulační oka

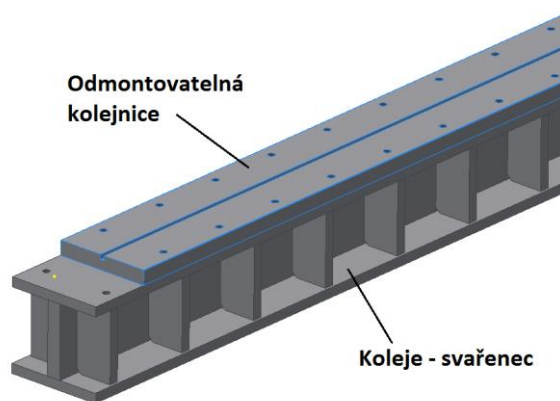
Pro jednoduchou manipulaci s vyjížděcím stolem slouží 4 manipulační oka našroubovována na delší boční straně upínací desky. Jimi se mohou prostrčit jeřábové manipulační prostředky a poté je možné stůl přesouvat při výrobě, prvním použití stolu či servisu a údržbě nebo z dalších důvodů potřebné manipulace. Umístění čepů lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 68).



Obr. 68) Umístění manipulační ok na upínací desce vyjížděcího stolu

## 5.10 Koleje a kolejnice

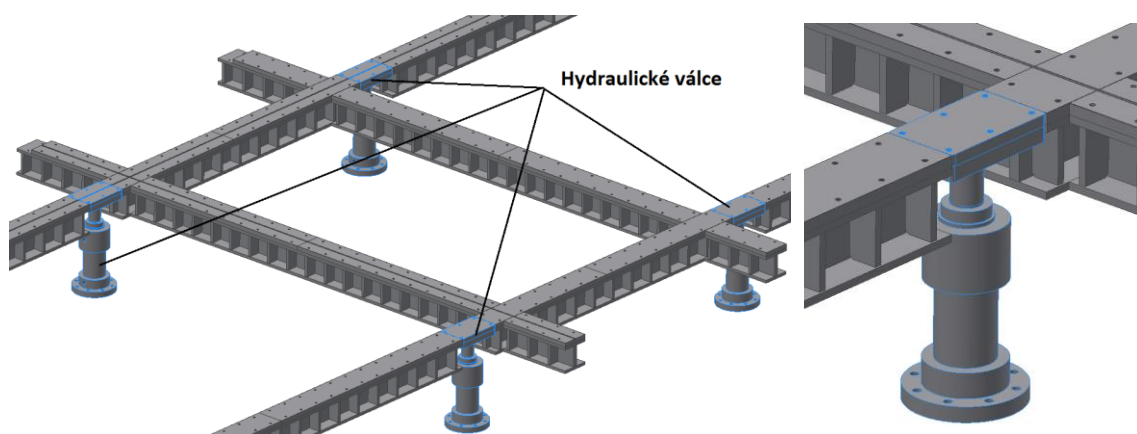
Kolejiště se bude skládat z kolejí, na kterých bude namontována zušlechtěná kolejnice (z materiálu 42CrMo4), která bude k horní části kolejí přišroubována pomocí šroubů M8. Je to z toho důvodu, že po určitém opotřebení kolejnice je možné tuto část odmontovat a nahradit. Samotné koleje budou zhotoveny jako svařence, obsahující mnoho žebér, které zvýší celkovou tuhost kolejí.



Obr. 69) Kolej a kolejnice pro montáž kolejiště vyjížděcího stolu

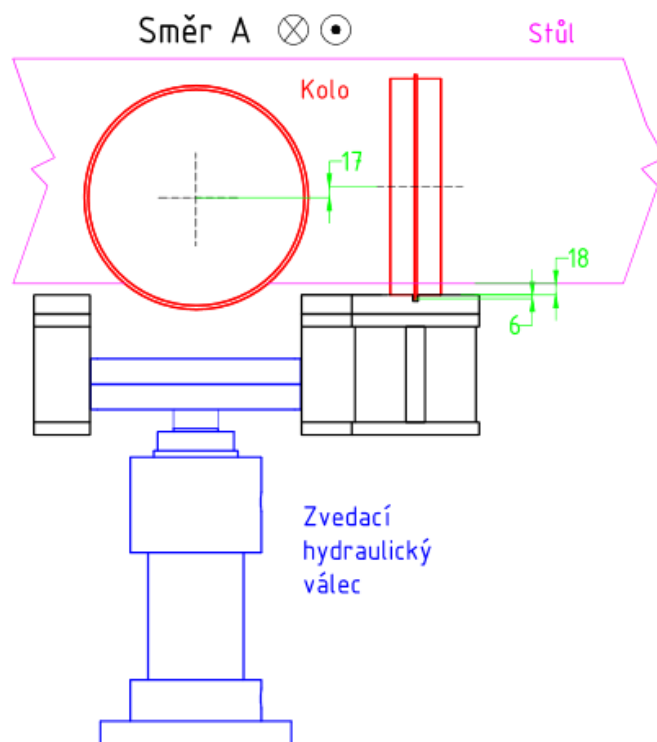
## 5.11 Zvedací mechanismus kolejí

V prostoru kolejiště jsou umístěné válce pro nadzvednutí 4 kol, aby mohl stůl pokračovat směrem kolmým. Umístění hydraulických válců lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 70).



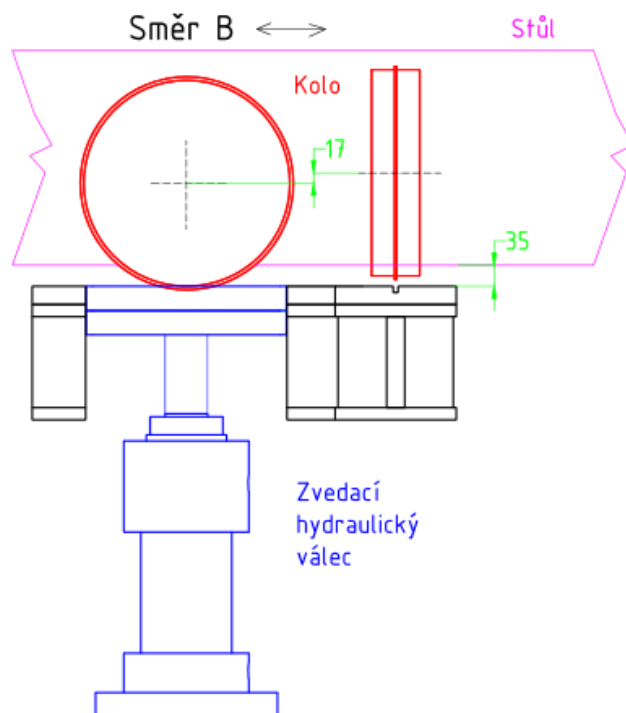
Obr. 70) Umístění hydraulických válců v kolejišti určených ke zvedání stolu (vlevo) a detail válce (vpravo)

Aby toto nadzvednutí stolu bylo účelné, musí být pojezdová kola pro směr A umístěna v jiné osové výšce, než kola pro směr B. Toto lze vidět na následujících schématech, kdy na dalším obrázku (Obr. 71) je poloha kola a válce, když je stůl v poloze pro pohyb ve směru A. Hydraulický válec je zasunut, pojezdové kolo pro směr B je položeno o 17 mm níže než pojezdové kolo pro směr A. Kóta 18 mm udává výšku stolu nad podlahou při pojezdu ve směru A. Kóta 6 mm udává utopení drážky na kole vůči podlaze a kolejnici (podlaha je ve stejné úrovni jako vrchní okraj kolejnice). Těchto minimálně 6 mm se musí zvednutím překonat, což je rozdílem polohy os o 17 mm dosaženo.



Obr. 71) Schéma polohy kol a válce pro pojezd ve směru A

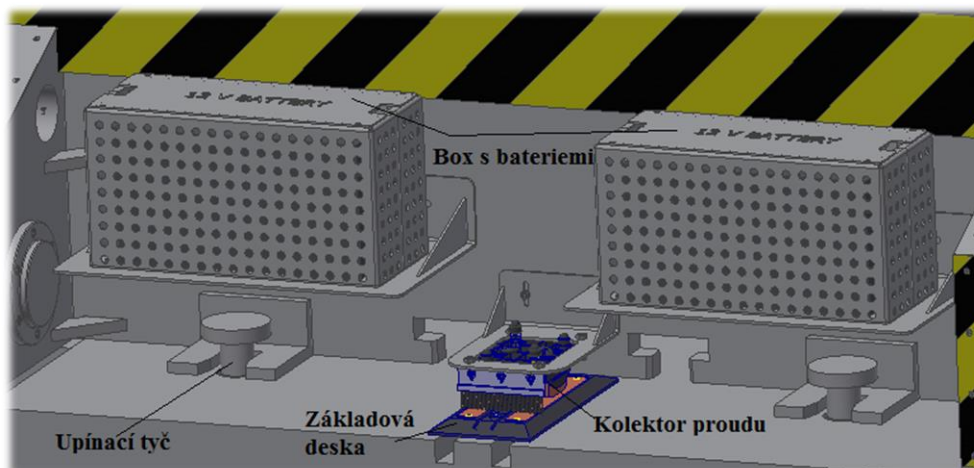
Pro směr B lze vidět schéma polohy kol a válce na obrázku (Obr. 72). Válec je zde vysunut, čímž zvedne stůl o 17 mm nahoru, a poté stůl může pokračovat ve směru B. Nyní je spodní úroveň stolu 35 mm nad podlahou.



Obr. 72) Schéma polohy kol a válce pro pojezd ve směru B

## 5.12 Nabíjení

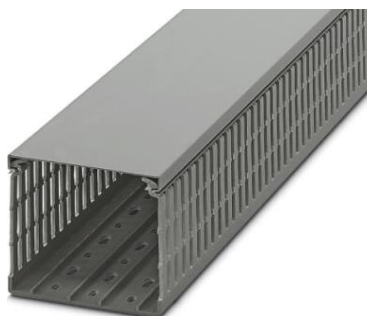
Dle kapitoly 3.10 bude pro nabíjení baterií využito kolektoru a základové desky. Kolektor je na stole a bude se pohybovat spolu s ním. Základová deska je přišroubována ke spodnímu příčnicku. Při najetí do pracovní polohy lisu najede kolektor nad základovou desku. Kolektor obsahuje stěrače, které setrou nečistoty ze základové desky, a tedy z kontaktních nabíjecích ploch. Na kolektoru jsou pomocí pružin napojeny kontaktní kartáče. Při dosedávání stolu na plochu spodního příčnicku, tyto kontaktní kartáče dosednou na kontaktní desky umístěné na základové desce. Základová deska je napojena na nabíjecí stanici. Poté dle aktuálního stavu nabití baterie lze akumulátory dobíjet.



Obr. 73) Umístění komponentů určených k nabíjení

## 5.13 Vedení kabeláže

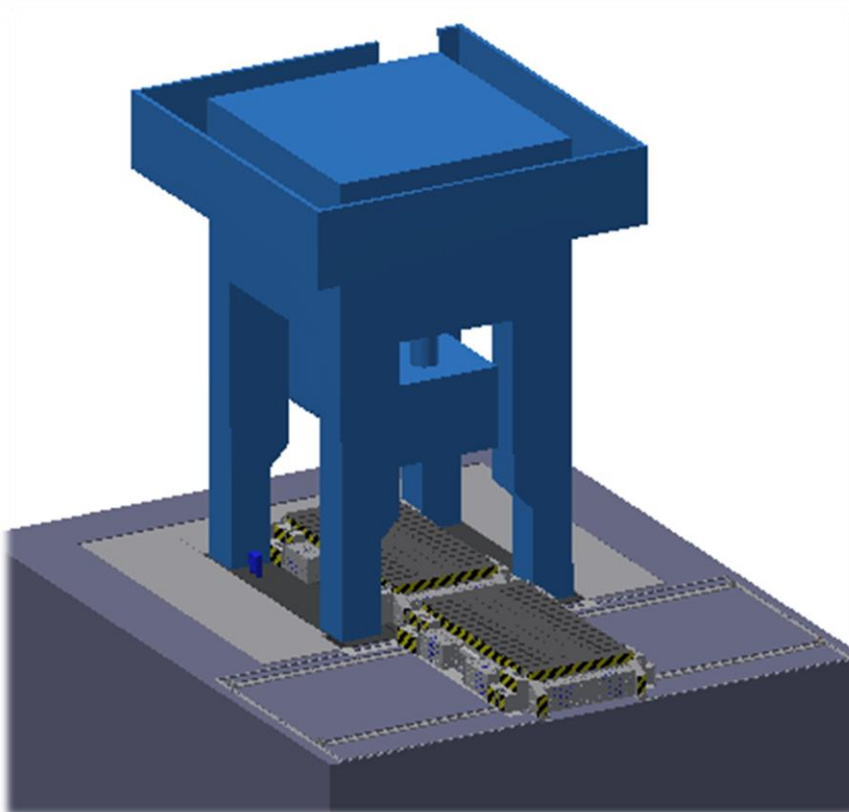
Kabely budou pro lepší přehlednost v systému vedeny v kabelovém systému tzv. kabelových koryt (žlabů). Koryta budou žebrovaná (Obr. 74) pro lepší zavedení kabelů - žebra v celé délce koryta lze lámat a kabely lze poté vézt dle možností konstrukce a dle neoptimálnější cesty k jednotlivým elektrickým komponentům. Budou osazeny na bočních plechách za motory a u rozvaděče.



Obr. 74) Žebrované kabelové koryto [69]

## 5.14 Dispozice pracoviště

Celé pracoviště lisu se skládá ze samotného lisu, dvou vyjížděcích stolů – jeden pro nástroj používaný, resp. starý, jeden pro nástroj seřizovaný, resp. nový. Dále z kolejiště, spodního příčnicku a plechů zakrývajících díry okolo lisu. V betonu jsou vedeny krytované kanály pro kabely ke snímačům. Kolejiště je zalité betonem. Spodní příčník, krycí plechy okolo lisu a lis jsou pouze referenční a nejsou součástí dokumentace k této práci.



Obr. 75) Dispozice pracoviště



## 6 KONTROLNÍ VÝPOČTY

### 6.1 Přibližná hmotnost navrženého stolu

Pro většinu kontrolních výpočtů je nutné zjistit, jakou celkovou hmotnost má celá konstrukce stolu včetně všech prvků na stole ustavených jako jsou baterie, motory atd. Hmotnost obrobku se lehce liší oproti výpočtům v kapitole 3.18 a to z důvodu drobných změn některých plechů a otvorů. Souhrn hmotností jednotlivých prvků konstrukce lze vidět na následující tabulce:

Tab. 27) Hmotnosti hlavních součástí stolu

Komponenta	Hmotnost [kg]	Potřebný počet [ks]	Celková hmotnost [kg]
Obrobek stolu	18 823	1	18 823
Vedlejší konstrukce na stole	820	1	815
PMS motor 1,5kW	20	4	80
Převodovka SK4382	78	4	312
Driver H-2424-3-0	1,1	4	4,4
Baterie 12V	48	2	96
Ložiska	2,4	16	38,4
Hřídele hnané krátké	12,8	2	25,6
Hřídele hnané dlouhé	20,9	2	41,8
Hřídele nehnané	10,5	4	42
Kolektor proudu pro nabíjení	2,6	1	2,6
Spojky	13,4	4	53,6
<b>Celkem</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>20 334*</b>

\*V tabulce nejsou uvedeny šrouby a elektrické komponenty (kabely, kabelové kanály atd.), drivery, PLC řízení a snímače, skříň rozvaděče apod. Proto hmotnost těchto komponent bude odhadována na cca 170 kg.

$$m_{stolu\_skut} = 20\,500\,kg$$

Tato hmotnost je tedy předběžným odhadem, který je ovšem přesnější než původní odhad hmotnosti stolu (30 tun).

- Celková skutečná tíhová síla stolu**

$$F_{c\_skut} = (m_{stolu\_skut} + m_{nos}) \cdot g = (20\,500 + 60\,000) \cdot 9,81$$

$$F_{c\_skut} = 789\,705\,N \quad (62)$$

kde:  $m_{stolu\_skut}$  [kg] ..... skutečná hmotnost stolu

$F_{c\_skut}$  [N] ..... celková skutečná tíhová síla stolu

## 6.2 Výpočty parametrů potřebných ke kontrolním výpočtům

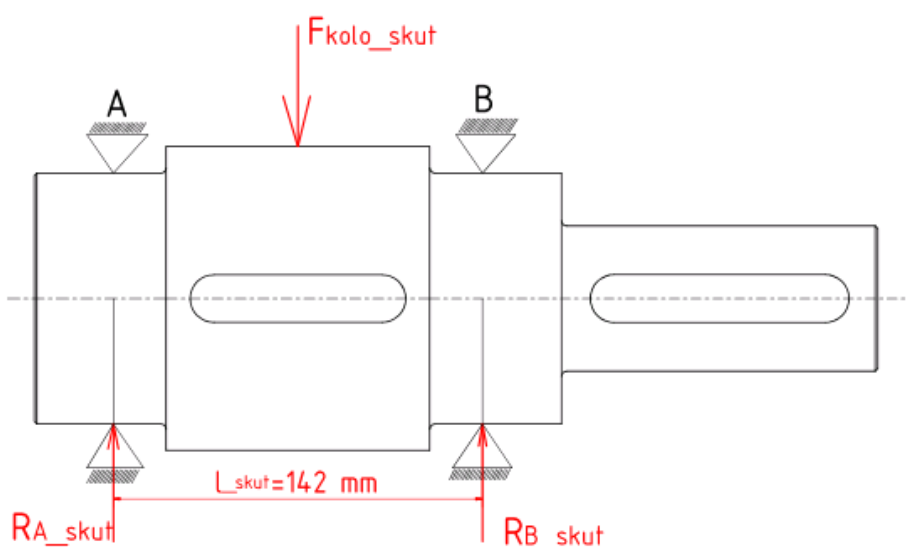
### • Skutečná tíhová síla působící na jedno kolo

Pro zjednodušení přepočtu skutečné tíhové síly na jedno kolo je předpoklad, kdy skutečná celková tíha stolu působí rovnoměrným rozložením na jednotlivá kola.

$$F_{kolo\_skut} = \frac{F_{C\_skut}}{p_{kol}} = \frac{789\,705}{4} = 197\,426\,N \quad (63)$$

kde:  $F_{kolo\_skut}$  [N] ..... skutečná tíhová síla působící na jedno kolo

K některým kontrolním výpočtům bude potřeba určit silové reakce ve vazbách. Následující obrázek vychází z obrázku Obr. 27 v kapitole 3.3.3.



Obr. 76) Ilustrativní obrázek zatížení hřídele a reakcí v ložiskách A, B

### • Výpočet silových reakcí ve vazbách

Pro zjištění reakcí ve vazbách postačí užít pouze rovnic momentové rovnováhy např. vzhledem k bodu A:

$$\sum M_{A\_skut} = 0$$

$$-F_{kolo\_skut} \cdot \frac{l_{skut}}{2} + R_{B\_skut} \cdot l_{skut} = 0 \quad (64)$$

$$R_{B\_skut} = \frac{F_{kolo\_skut} \cdot \frac{l_{skut}}{2}}{l_{skut}} = \frac{197\,426 \cdot 71}{142} = 98\,713\,N = R_{A\_skut}$$

kde:  $l_{skut}$  [mm] ..... skutečná vzdálenost středů obou ložisek

$M_{A\_skut}$  [N·mm] ..... skutečný moment k bodu A

$R_{A\_skut}, R_{B\_skut}$  [N] ..... skutečná reakční síla v bodě A a B

Vzhledem k symetričnosti vazeb a zatížení jsou velikosti reakcí ve vazbách  $R_A$  a  $R_B$  identické.



### 6.3 Kontrola ložisek

Jak již bylo uvedeno, jelikož se ložiska otáčí velmi malou rychlostí, která je menší než 10 otáček za minutu, je nutné kontrolovat ložisko vůči jeho statické únosnosti. Při výpočtu je nutné použít maximální vyskytující se zatížení. Maximální zatížení působící na ložisko bude:

$$P_{0\_skut} = \frac{F_{kolo\_skut}}{2} = R_{A\_skut} = R_{B\_skut} = 98\,713\,N \quad (65)$$

$$s_{0\_skut} = \frac{C_0}{P_{0\_skut}} = \frac{C_0}{P_{0\_skut}} = \frac{270\,000}{98\,713} = 2,73 \quad (66)$$

kde:  $s_{0\_skut}$  [-] ..... skutečný součinitel statické bezpečnosti

$P_{0\_skut}$  [N] ..... skutečné ekvivalentní statické zatížení

Z tabulky dle [33] musí poté platit podmínka:

$$s_{0\_skut} > 1,5$$

Tato podmínka je v případě navrženého ložiska splněna. (Splněná podmínka byla předpokládána vzhledem k tomu, že skutečná hmotnost stolu byla nakonec menší než návrhová teoretická hmotnost stolu).

### 6.4 Kontrola průhybu hřídele

Nejprve je nutné vypočíst průměr hřídele oslabený o drážku pro pero.

$$d_{oslabeny} = d_{hridel} - 2 \cdot t_{hridel} = 95 - 8,7 = 86,3\,mm \quad (67)$$

kde:  $d_{oslabeny}$  [mm] ..... průměr hřídele oslabený o drážku pro pero

Kvadratický moment průřezu se pak určí následovně, dle [21]:

$$I_{skut} = \frac{\pi \cdot d_{oslabeny}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,0863^4}{64} = 2,7 \cdot 10^{-6}\,mm^4 \quad (68)$$

kde:  $I_{skut}$  [mm<sup>4</sup>] ..... skutečný kvadratický moment

$d_{oslabeny}$  [m] ..... průměr hřídele oslabený o drážku pro pero

Skutečný maximální průhyb hřídele:

$$y_{max\_pruhyb\_skut} = \frac{F_{kolo\_skut} \cdot l_{skut}^3}{48 \cdot E \cdot I_{skut}} = \frac{197\,426 \cdot 0,142^3}{48 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6}} \quad (69)$$

$$y_{max\_pruhyb\_skut} = 0,0000208\,m \Rightarrow 0,0208\,mm$$

kde:  $y_{max\_pruhyb\_skut}$  [m] ..... skutečný maximální průhyb hřídele

Podmínka z kapitoly 3.3.3 je splněna:

$$y_{max\_pruhyb\_skut} = 0,0208\,mm < 0,047\,mm$$

## 6.5 Kontrola pojezdových kol

### 6.5.1 Kontrola maximálního kontaktního tlaku

$$p_{\text{kontakt}} = 192 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{kolo\_skut}}}{b_k \cdot R_{\text{kolo}}}} = 192 \cdot \sqrt{\frac{197\,426}{75 \cdot 170}} = 755,5 \text{ MPa} \quad (70)$$

kde:  $p_{\text{kontakt}}$  [MPa] ..... velikost kontaktního tlaku

$$p_{\text{dov}} = 0,35 \cdot HB = 0,35 \cdot 3000 = 1050 \text{ MPa} \quad (71)$$

kde:  $p_{\text{dov}}$  [MPa] ..... dovolená velikost kontaktního tlaku

HB [MPa] ..... tvrdost chromované oceli dle [72]

platí, že:

$$p_{\text{dov}} > p_{\text{kontakt}}$$

$$1\,050 \text{ MPa} > 755,5 \text{ MPa}$$

Daná podmínka je splněna

## 6.6 Kontrola pohonu

### 6.6.1 Kontrola skutečného rozběhového momentu motoru

Rozběhový moment bude určen dle rovnice (44) jako součet odporových momentů, které je nutné při rozjezdu překonat. Moment působících větrů zanedbáme, jelikož stůl se bude nacházet v uzavřené místnosti.

$$M_{\text{rmm\_skut}} = M_{\text{po\_skut}} + M_{\text{zsph\_skut}} + M_{\text{zsrh\_skut}} \quad (72)$$

kde:  $M_{\text{rmm\_skut}}$  [N·m] ..... potřebný skutečný rozběhový moment

$M_{\text{zsph\_skut}}$  [N·m] ..... skutečný moment zrychlujících sil posuvných hmot

$M_{\text{zsrh\_skut}}$  [N·m] ..... skutečný moment zrychlujících sil rotujících hmot

$M_{\text{po\_skut}}$  [N·m] ..... skutečný moment pasivních odporů

- Skutečná síla k překonání pasivních odporů

$$T_{\text{skut}} = \frac{F_{\text{c\_skut}}}{R_{\text{Kola}}} \cdot (e_0 + f_0 \cdot r_{\text{lozisko}}) \cdot k_0 \quad (73)$$

$$T_{\text{skut}} = \frac{789\,705}{0,17} \cdot (5 \cdot 10^{-4} + 0,0018 \cdot 0,11035) \cdot 2,5 = 8\,113 \text{ N}$$

kde:  $T_{\text{skut}}$  [N] ..... potřebná skutečná síla k překonání pasivních odporů

- **Skutečný moment pasivních odporů**

$$M_{po\_skut} = \frac{T_{skut} \cdot R_{kola}}{i_{pp\_skut} \cdot \eta_c} = \frac{8\,113 \cdot 0,17}{160,2 \cdot 0,8036} = 10,7 \, N \cdot m \quad (74)$$

kde:  $M_{po\_skut}$  [N·m] ..... skutečný moment pasivních odporů

- **Skutečná zrychlující síla stolu**

$$F_{zs\_skut} = (m_{stolu} + m_{nos}) \cdot \frac{v_{stolu}}{t_r} = (20\,500 + 60\,000) \cdot \frac{0,15}{3,5} \quad (75)$$

$$F_{zs\_skut} = 3\,450 \, N$$

kde:  $F_{zs\_skut}$  [N] ..... skutečná zrychlující síla stolu

$t_r$  [s] ..... zvolená doba rozjezdu

- **Skutečný moment zrychlujících sil posuvných hmot**

$$M_{zsph\_skut} = \frac{F_{zs\_skut} \cdot R_{kola}}{i_{pp\_skut} \cdot \eta_c} = \frac{3\,450 \cdot 0,17}{160,2 \cdot 0,8036} = 4,6 \, N \cdot m \quad (76)$$

kde:  $M_{zsph\_skut}$  [N·m] ..... skutečný moment zrychlujících sil posuvných hmot

- **Skutečný moment zrychlujících sil rotujících hmot**

$$M_{zsrh\_skut} = \frac{p_{pohon} \cdot \beta \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{mot}}{60} \cdot J_{celk\_motor}}{t_r} \quad (77)$$

kde:  $M_{zsrh\_skut}$  [N·m] ..... skutečný moment zrychlujících sil rotujících hmot

(Jak už bylo zmíněno v návrhové části práce, výrobce Metalrota bohužel nebyl schopen poskytnout moment setrvačnosti motoru. Moment potřebný k urychlení rotujících hmot bude ale řádově mnohem menší vzhledem k ostatním potřebným momentům, a tudíž je možné ho zanedbat.)

- **Potřebný skutečný rozběhový moment**

$$M_{rmm\_skut} = M_{po\_skut} + M_{zsph\_skut} + M_{zsrh\_skut} \quad (78)$$

$$M_{rmm\_skut} = 10,7 + 4,6 + 0 = 15,3 \, N \cdot m$$

kde:  $M_{rmm\_skut}$  [N·m] ..... potřebný rozběhový moment

- **Potřebný skutečný rozběhový moment na výstupu z převodovky**

$$M_{rozb\_prevod\_skut} = M_{rmm\_skut} \cdot i_{pp\_skut} = 15,3 \cdot 160,2 = 2\,451 \, N \cdot m \quad (79)$$

kde:  $M_{rozb\_prevod\_skut}$  [N·m] ..... potřebný skutečný rozběhový moment na výstupu z převodovky

### • Kontrola skutečného rozběhového momentu

$$M_{rmm\_skut} \leq p_{pohon} \cdot M_{mot\_n\_max}$$

$$15,3 \leq 2 \cdot 16,8 \quad (80)$$

$$15,3 \leq 33,6$$

Lze vidět, že jmenovitý moment motoru 7,25 Nm (v případě dvou pak 14,5 Nm) se velmi blíží potřebnému skutečnému rozběhovému momentu. Proto se pro návrh baterie v kapitole 3.9 použil jmenovitý moment motoru 7,25 Nm.

### 6.6.2 Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezní síle při rozjezdu

#### • Adhezní síla:

$$F_{adh} = \frac{F_{c\_skut}}{z} = \frac{789\,705}{2} = 394\,853\,N \quad (81)$$

kde:  $F_{adh}$  [N] ..... adhezní síly působící mezi kolem a kolejnicí

$z$  [-] ..... poměr všech kol a poháněných kol ( $z=4/2$ )

#### • Skutečná třecí síla:

$$F_{tř} = F_{adh} \cdot f_{tř} = 394\,853 \cdot 0,14 = 55\,279\,N \quad (82)$$

kde:  $F_{tř}$  [N] ..... skutečná třecí síla pojezdových kol

$f_{tř}$  [-] ..... součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí dle [72]

Aby nedošlo k prokluzu kol při rozjezdu je nutné, aby síla třecí byla větší než síla tažná (Sílu větru a setrvačnou sílu rotujících hmot lze zanedbat), tj. aby platila následující podmínka:

$$F_{tř} > T_{skut} + F_{zs\_skut} \quad (83)$$

$$55\,279\,N > 8\,113 + 3\,407\,N$$

$$55\,279\,N > 11\,520\,N$$

Podmínka je splněna. K prokluzu kol nedojde.

### 6.6.3 Kontrola brzdného momentu motoru

Brzdný moment jednoho motoru je dán zvolenou brzdou BE 10, která má brzdý moment  $M_{br} = 10\,N \cdot m$ . Pro kontrolu, zda je tato brzda dostatečná, je proveden následující výpočet.

$$M_{brmm} = -M_{po\_br} + M_{zsph\_br} + M_{zsrh\_br} + M_v \quad (84)$$

kde:  $M_{brmm}$  [N·m] ..... potřebný brzdý moment

$M_{zsph\_br}$  [N·m] ..... moment zpomalujících sil posuvných hmot

$M_{zpsrh\_br}$  [N·m] ..... moment zpomalujících sil rotujících hmot

$M_{po\_br}$  [N·m] ..... moment pasivních odporů při brzdění

Moment zpomalujících sil rotujících hmot zanedbáme, jelikož není znám moment setrvačnosti rotoru, který je ale velmi malý. Moment působících větrů také zanedbáme,

protože se stůl bude nacházet v uzavřené místnosti. Jednotlivé momenty se liší od rozběhových pouze tím, že účinnost převodového motoru se nachází v čitateli.

- **Moment pasivních odporů při brzdění**

$$M_{po\_br} = \frac{T_{skut} \cdot R_{kolo} \cdot \eta_c}{i_{pp\_skut}} = \frac{8\,113 \cdot 0,17 \cdot 0,8036}{160,2}$$

$$M_{po\_br} = 6,92 \, N \cdot m \quad (85)$$

- **Zpomalující síla stolu**

$$F_{zps} = (m_{stolu\_skut} + m_{nos}) \cdot \frac{v_{stolu}}{t_b} = (20\,500 + 60\,000) \cdot \frac{0,15}{3,5} \quad (86)$$

$$F_{zps} = 3\,450 \, N$$

kde:  $t_b$  [s] ..... doba brzdění voleno 3,5 sekund

$F_{zps}$  [N] ..... zpomalující síla stolu

- **Moment zpomalujících sil posuvných hmot**

$$M_{zsph\_br} = \frac{F_{zps} \cdot R_{kolo} \cdot \eta_c}{i_{pp\_skut}} = \frac{3450 \cdot 0,17 \cdot 0,8036}{160,2} \quad (87)$$

$$M_{zsph\_br} = 2,94 \, N \cdot m$$

$$M_{brmm} = -M_{po\_br} + M_{zsph\_br} + M_{zsrh\_br} \quad (88)$$

$$M_{brmm} = -6,92 + 2,94 + 0 = -3,98 \, N \cdot m$$

Pro dobu brzdění 3,5 sekundy, vyjde brzdňý moment záporný, a tudíž by se stůl zastavil bez brzdění. Při použití brzdy je proto nutné, určit maximální dobu brzdění. Pro výpočet maximální doby brzdění, moment pasivních odporů při brzdění se vyčerpá na moment zpomalujících sil posuvných hmot.

- **Maximální doba brzdění:**

$$t_{b\_max} = \alpha' \cdot (m_{stolu\_skut} + m_{nos}) \cdot \frac{v_{stolu}}{T_{skut}} \quad (89)$$

$$t_{b\_max} = 1,2 \cdot (20\,500 + 60\,000) \cdot \frac{0,15}{8\,113} = 1,79 \, s$$

kde:  $t_{b\_max}$  [s] ..... maximální doba brzdění

$\alpha'$  [-] ..... součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot z [72]

- **Minimální doba brzdění**

Minimální doba brzdění se určí z rovnováhy třecí síly pod brzděnými kolami se setrvačnými silami. Odpovídá době, kdy ještě nedojde k prokluzu kol při brzdění. Určí se z následující rovnice:

$$F_{tř} + T_{poh} = \alpha' \cdot (m_{stolu\_skut} + m_{nos}) \cdot \frac{v_{stolu}}{t_{b\_min}} \quad (90)$$

kde:  $t_{b\_min}$  [s] ..... minimální doba brzdění

Poté minimální doba k brzdění, aby nedošlo k prokluzu kol, je vyjádřena jako:

$$t_{b\_min} = \alpha' \cdot (m_{stolu\_skut} + m_{nos}) \cdot \frac{v_{stolu}}{F_{tř} + T_{poh}} \quad (91)$$

$$t_{b\_min} = 1,2 \cdot (20\,500 + 60\,000) \cdot \frac{0,15}{55\,279 + 4\,056,5}$$

$$t_{b\_min} = 0,244 \text{ s}$$

Doba brzdění by měla ležet v intervalu  $\langle t_{b\_min}; t_{b\_max} \rangle$  a tedy  $\langle 0,244; 1,79 \rangle$ . Vzhledem k tomu, že jsou na motorech umístěny brzdy s momentem každá 10 Nm, je nutné zkontrolovat, zda při užití tohoto brzdného momentu dojde k zastavení v časovém intervalu mezi  $t_{b\_min}$  a  $t_{b\_max}$ .

$$p_{pohon} \cdot M_{br} = -M_{po\_br} + M_{zsph\_br} + M_{zsrh\_br} \quad (92)$$

$$2 \cdot 10 = -6,92 + \frac{(m_{stolu\_skut} + m_{nos}) \cdot v_{stolu} \cdot R_{kolo} \cdot \eta_c}{i_{pp\_skut} \cdot t_b} + 0 \quad (93)$$

$$26,92 = \frac{(20\,500 + 60\,000) \cdot 0,15 \cdot 0,17 \cdot 0,8036}{160,2 \cdot t_b}$$

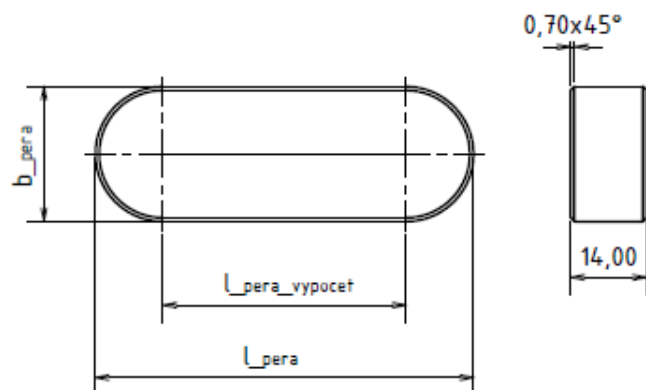
$$t_b = \frac{10,3}{26,92} = 0,38 \text{ s}$$

kde:  $M_{br}$  [N·m] ..... brzdný moment jedné brzdy

Hodnota doby brzdění leží v intervalu  $\langle t_{b\_min}; t_{b\_max} \rangle$ . Pro výpočet doby jízdy stolu v kapitole 6.9 bude použita doba zaokrouhlená a to 0,5 sekundy, a to vzhledem k tomu, že účinnost motoru byla zvolena jako nejmenší, a také z důvodu zanedbání momentu zpomalujících sil rotujících hmot.

## 6.7 Kontrola pera

Pro následující výpočty, je nutné vypočíst délku pera určenou pro výpočet tlaků v náboji a hřídeli.



Obr. 77) Rozměry pera pro hřídel o průměru 95 mm

$$l_{pera\_vypocet} = l_{pera} - b_{pera} = 80 - 25 = 55 \text{ mm} \quad (94)$$

kde:  $l_{pera\_vypocet}$  [mm] ..... výpočtová délka pera  
 $l_{pera}$  [mm] ..... celková délka pera  
 $b_{pera}$  [mm] ..... šířka pera

### 6.7.1 Kontrola na otláčení v hřídeli

Pro výpočet tlaku v hřídeli je potřeba vypočítat moment a z něj sílu, která na stěnu drážky v hřídeli působí.

$$M_{rozb\_prevod\_skut} = \frac{M_{rozb\_prevod\_skut}}{2} = \frac{2\,451}{2} = 1\,225,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (95)$$

kde:  $M_{rozb\_prevodovka\_skut}$  [N·m] ..... skutečný požadovaný moment na výstupu z jedné převodovky

$$F_{hridel} = \frac{M_{rozb\_prevod\_skut} \cdot 10^3}{\frac{d_{hridel}}{2} - \frac{t_{hridel}}{2}} = \frac{1\,225,5 \cdot 10^3}{\frac{95}{2} - \frac{8,7}{2}} = 28\,401 \text{ N} \quad (96)$$

kde:  $F_{hridel}$  [N] ..... síla působící na hřídel  
 $M_{rozb\_prevod\_skut}$  [N·m] ..... moment na výstupu z převodovky při konstantním pojezdu stolu  
 $d_{hridel}$  [mm] ..... průměr hřídele v místě pojezdového kola  
 $t_{hridel}$  [mm] ..... hloubka drážky v hřídeli

Tlak v hřídeli je poté:

$$p_{hridel} = \frac{F_{hridel}}{l_{pera\_vypocet} \cdot t_{hridel}} = \frac{28\,401}{55 \cdot 8,7} = 59,35 \text{ MPa} \quad (97)$$

kde:  $p_{hridel}$  [MPa] ..... tlak v hřídeli  
 $l_{pera\_vypocet}$  [mm] ..... výpočtová délka pera  
 $F_{hridel}$  [N] ..... síla působící na hřídel  
 $t_{hridel}$  [mm] ..... hloubka drážky v hřídeli

$$p_{hridel} < p_{dov} \quad (98)$$

$$59,35 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}$$

Tlak v hřídeli splňuje podmínku, aby byl menší než tlak dovolený.

### 6.7.2 Kontrola na otlačení v náboji

Síla působící na stěnu drážky v náboji byla vypočtena už dříve v kapitole 3.13. Tlak v náboji je poté:

$$p_{naboj} = \frac{F_{naboj}}{l_{pera\_vypocet} \cdot t_{naboj}} = \frac{28\,401}{55 \cdot 5,3} = 97,4 \text{ MPa} \quad (99)$$

kde:	$p_{naboj}$	[MPa]	.....	tlak působící na náboj
	$l_{pera\_vypocet}$	[mm]	.....	výpočtová délka pera
	$F_{naboj}$	[N]	.....	síla působící na náboj
	$t_{naboj}$	[mm]	.....	hloubka drážky v náboji

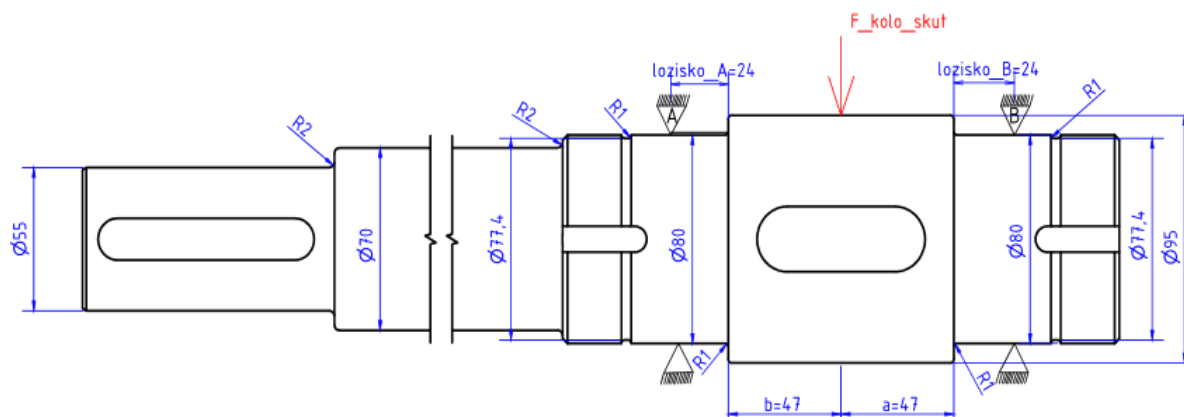
$$p_{naboj} < p_{dov} \quad (100)$$

$$97,4 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}$$

Tlak v náboji splňuje podmínku, aby byl menší než tlak dovolený.

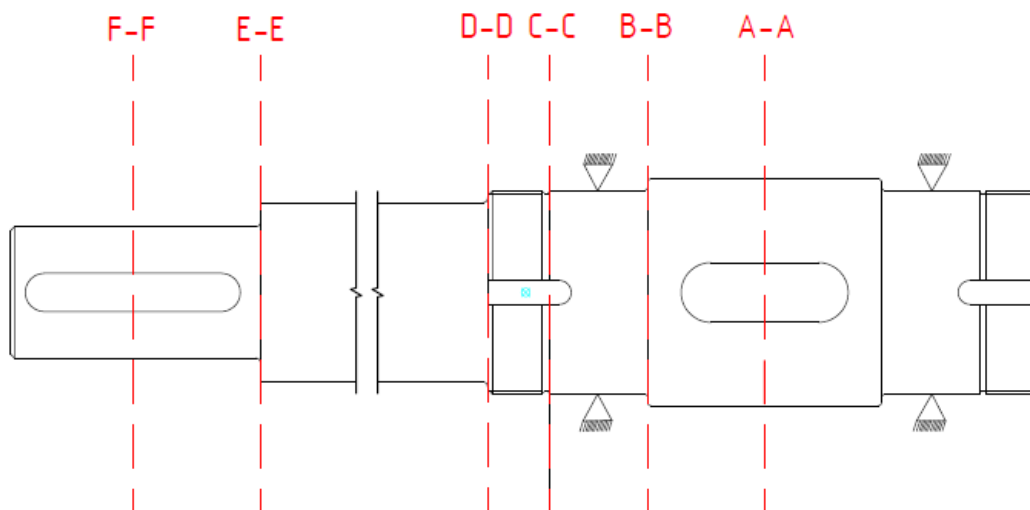
### 6.8 Kontrola mezního stavu hřídele

Pro pevnostní kontrolu hřídele je nutné zkontrolovat, zda napětí vzniklá na hřídeli jsou menší než dovolená napětí pro materiál hřídele C55E. Do výpočtu je nutné zahrnout vrubové účinky drážek pro pero, místa osazení s radiusovými přechody a v místě zápichu pro závit pro KM matici. Tyto místa lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 79).



Obr. 78) Náčrt hřídele s potřebnými rozměry pro výpočet napětí





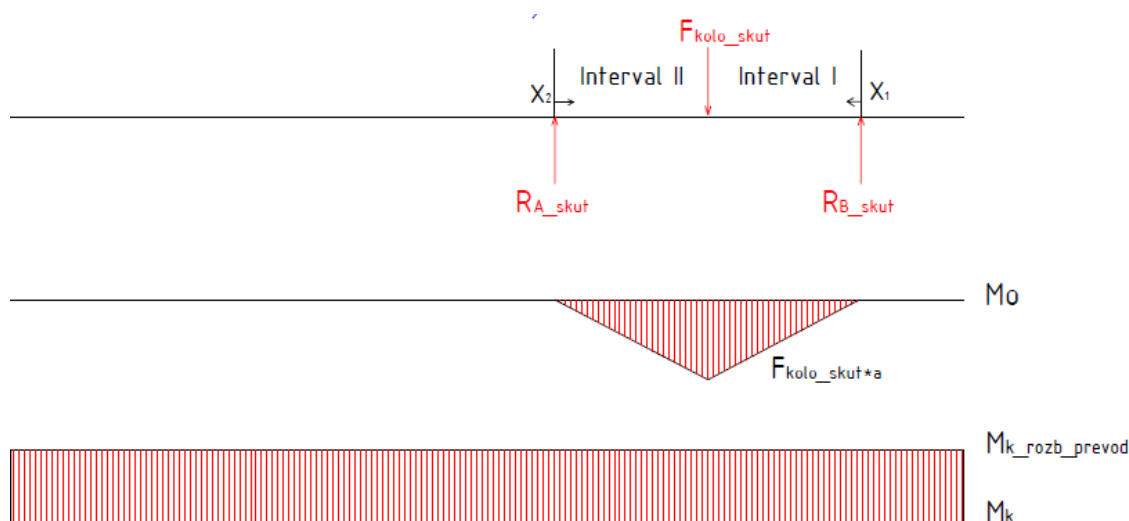
Obr. 79) Návrh hřídele s vyznačením nebezpečných průřezů

### 6.8.1 Výsledné vnitřní účinky

Reakční síly v ložiscích jsou určeny v kapitole 6.2.

$$R_{A\_skut} = R_{B\_skut} = 98\,713\,N \quad (101)$$

Na následujícím schématu lze vidět výsledné vnitřní účinky, konkrétně ohybové a kroutící moment na hřídeli.



Obr. 80) Průběh ohybové a kroutícího momentu v průřezu po celé délce hřídele

### 6.8.2 Rovnice pro určení ohybových momentů v jednotlivých intervalech

Ohybové momenty působí dle obrázku pouze v místech mezi ložisky v intervalech I a II (Obr. 80). Hřídel je rozdělen do několika nebezpečných průřezů, které svým tvarem způsobují zvýšenou koncentraci napětí. Jmenovitá napětí v těchto místech jsou poté vynásobena součinitelem koncentrace napětí, které lze určit z nomogramů např. z [76]. Ohybové momenty v místě pojezdového kola mezi ložisky jsou lineárně úměrné vzdálenosti od ložiska, přičemž v místě uprostřed pojezdového kola je tento moment nejvyšší.

### • Ohybové momenty v intervalech I a II

Ohybové momenty v určitém místě se vypočtou jako:

$$M_{o_I} = R_{B\_skut} \cdot x_1 \quad (102)$$

$$M_{o_{II}} = R_{A\_skut} \cdot x_2 \quad (103)$$

kde:	$x_1$	[mm]	.....	vzdálenost od ložiska B
	$x_2$	[mm]	.....	vzdálenost od ložiska A
	$M_{o_I}$	[N·mm]	.....	ohybový moment v intervalu I
	$M_{o_{II}}$	[N·mm]	.....	ohybový moment v intervalu II

### 6.8.3 Výpočet maximálních napětí s ohledem na koncentrátoři napětí

Pro jednotlivé průřezy budou v této podkapitole určeny maximální ohybová napětí, závisající na koncentrátoři napětí. Ohybové napětí působí pouze v průřezu A-A a B-B. Ve výpočtech napětí se užívá dvou modulů průřezu, a to v ohybu a v krutu:

#### • Modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (104)$$

kde:	$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	.....	modul průřezu v ohybu hřídele v daném místě průřezu
	$d$	[mm]	.....	průměr hřídele v daném místě průřezu

#### • Modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (105)$$

kde:	$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	.....	modul průřezu v krutu hřídele v daném místě průřezu
------	-------	--------------------	-------	---

#### • Maximální napětí v ohybu - průřez A-A - drážka pro pero

V průřezu A-A se nachází koncentrátoři napětí v podobě drážky pro pero. V literatuře nebývá uveden součinitel koncentrace napětí pro drážku pro pero. Proto k výpočtu bude využit hlavně nejmenší průměr hřídele v místě drážky. Maximální napětí v tomto místě je pak:

$$\sigma_{\max\_A-A} = \frac{32 \cdot R_{A\_skut} \cdot (b + lozisko_A)}{\pi \cdot d_{A-A}^3} = \frac{32 \cdot 98\,713 \cdot (47 + 24)}{\pi \cdot 86,3^3} \quad (106)$$

$$\sigma_{\max\_A-A} = 111,1 \text{ MPa}$$

kde:	$\sigma_{\max\_A-A}$	[MPa]	.....	maximální napětí v ohybu v průřezu A-A
	$d_{A-A}$	[mm]	.....	průměr hřídele v průřezu A-A

• **Maximální napětí v ohybu - průřez B-B - osazení**

$$\sigma_{\max\_B-B} = \frac{32 \cdot R_{A\_skut} \cdot lozisko_B}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{B-B\_ohyb} = \frac{32 \cdot 98\,713 \cdot 24}{\pi \cdot 80^3} \cdot 3,2 \quad (107)$$

$$\sigma_{\max\_B-B} = 150,8 \text{ MPa}$$

kde:  $\sigma_{\max\_B-B}$  [MPa] ..... maximální napětí v ohybu v průřezu B-B  
 $d_{B-B}$  [mm] ..... průměr hřídele v průřezu B-B  
 $\alpha_{B-B\_ohyb}$  [-] ..... součinitel koncentrace napětí v ohybu v místě osazení B-B zvolen dle [76]

V místech průřezu A-A a B-B působí navíc ještě kroutící moment z výstupu převodovky. V ostatních místech průřezu je hřídel po celé délce namáhán pouze krutem, a to o velikosti:

$$M_{rozb\_prevodovka\_skut} = 1\,225,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (108)$$

• **Maximální napětí v krutu - průřez A-A - drážka pro pero**

$$\tau_{\max\_A-A} = \frac{16 \cdot M_{rozb\_prevodovka\_skut}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} = \frac{16 \cdot 1225,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 86,3^3} = 9,7 \text{ MPa} \quad (109)$$

kde:  $\tau_{\max\_A-A}$  [MPa] ..... maximální napětí od krutu v průřezu A-A

• **Maximální napětí v krutu - průřez B-B - osazení**

$$\tau_{\max\_B-B} = \frac{16 \cdot M_{rozb\_prevodovka\_skut}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{B-B\_krut} = \frac{16 \cdot 1225,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80^3} \cdot 2,5 \quad (110)$$

$$\tau_{\max\_B-B} = 30,5 \text{ MPa}$$

kde:  $\tau_{\max\_B-B}$  [MPa] ..... maximální napětí od krutu v průřezu B-B  
 $\alpha_{B-B\_krut}$  [-] ..... součinitel koncentrace napětí v krutu v místě osazení B-B zvolen dle [76]

• **Maximální napětí v krutu - průřez C-C - zápich**

$$\tau_{\max\_C-C} = \frac{16 \cdot M_{rozb\_prevodovka\_skut}}{\pi \cdot d_{C-C}^3} \cdot \alpha_{C-C\_krut} = \frac{16 \cdot 1225,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 77,4^3} \cdot 2,4 \quad (111)$$

$$\tau_{\max\_C-C} = 32,3 \text{ MPa}$$

kde:  $\tau_{\max\_C-C}$  [MPa] ..... maximální napětí od krutu v průřezu C-C  
 $\alpha_{C-C\_krut}$  [-] ..... součinitel koncentrace napětí v krutu v místě osazení C-C zvolen dle [76]

• **Maximální napětí v krutu - průřez D-D - osazení**

$$\tau_{\max\_D-D} = \frac{16 \cdot M_{\text{rozb\_prevodovka\_skut}}}{\pi \cdot d_{D-D}^3} \cdot \alpha_{D-D\_krut} = \frac{16 \cdot 1225,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 70^3} \cdot 2,3 \quad (112)$$

$$\tau_{\max\_D-D} = 41,9 \text{ MPa}$$

kde:  $\tau_{\max\_D-D}$  [MPa] ..... maximální napětí od krutu v průřezu D-D  
 $\alpha_{D-D\_krut}$  [-] ..... součinitel koncentrace napětí v krutu v místě osazení D-D zvolen dle [76]

• **Maximální napětí v krutu - průřez E-E - osazení**

$$\tau_{\max\_E-E} = \frac{16 \cdot M_{\text{rozb\_prevodovka\_skut}}}{\pi \cdot d_{E-E}^3} \cdot \alpha_{E-E\_krut} = \frac{16 \cdot 1225,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 55^3} \cdot 1,7 \quad (113)$$

$$\tau_{\max\_E-E} = 63,8 \text{ MPa}$$

kde:  $\tau_{\max\_E-E}$  [MPa] ..... maximální napětí od krutu v průřezu E-E  
 $\alpha_{E-E\_krut}$  [-] ..... součinitel koncentrace napětí v krutu v místě osazení E-E zvolen dle [76]

• **Maximální napětí v krutu - průřez F-F - drážka pro pero**

$$\tau_{\max\_F-F} = \frac{16 \cdot M_{\text{rozb\_prevodovka\_skut}}}{\pi \cdot d_{F-F}^3} = \frac{16 \cdot 1225,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 48,8^3} \quad (114)$$

$$\tau_{\max\_F-F} = 53,7 \text{ MPa}$$

kde:  $\tau_{\max\_F-F}$  [MPa] ..... maximální napětí od krutu v průřezu F-F

#### 6.8.4 Výpočet redukovaných napětí

Redukované napětí bude počítáno pro místa s nebezpečným průřezem, a to v průřezích A-A a B-B, kde působí dvě různá namáhání, konkrétně krutem a ohybem. Redukované napětí se vypočítá dle teorie HMM následovně:

• **Redukované napětí - průřez A-A**

$$\sigma_{\text{kombi\_A-A}} = \sqrt{\sigma_{\max\_A-A}^2 + 3 \cdot \tau_{\max\_A-A}^2} = \sqrt{111,1^2 + 3 \cdot 9,7^2} \quad (115)$$

$$\sigma_{\text{kombi\_A-A}} = 112,4 \text{ MPa}$$

kde:  $\sigma_{\text{kombi\_A-A}}$  [MPa] ..... maximální kombinované napětí v ohybu v průřezu A-A  
 $d_{A-A}$  [mm] ..... průměr hřídele v průřezu A-A

• **Redukované napětí - průřez B-B**

$$\sigma_{\text{kombi}_{B-B}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}_{B-B}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}_{B-B}}^2} = \sqrt{150,8^2 + 3 \cdot 30,5^2} \quad (116)$$

$$\sigma_{\text{kombi}_{B-B}} = 160 \text{ MPa}$$

kde:  $\sigma_{\text{kombi}_{B-B}}$  [MPa] ..... maximální kombinované napětí v ohybu v průřezu B-B

$d_{B-B}$  [mm] ..... průměr hřídele v průřezu B-B

**6.8.5 Koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti hřídele**

Největší napětí z předchozích výpočtů je napětí v místě průřezu B-B což je osazení s 1 mm rádiusovým přechodem o které se opírá ložisko A (stejně pro ložisko B). Mez kluzu pro hřídel z materiálu 12060 činí 345 MPa. Poté koeficient bezpečnosti je:

$$k_{\text{hřidel}} = \frac{R_{e_{\text{hřidel}}}}{\sigma_{\text{kombi}_{B-B}}} = \frac{345}{160} = 2,16 \quad (117)$$

kde:  $k_{\text{hřidel}}$  [-] ..... koeficient bezpečnosti hřídele vůči meznímu stavu pružnosti

$R_{e_{\text{hřidel}}}$  [MPa] ..... mez kluzu hřídele z materiálu 12060 (C55E) z [21]

Koeficient bezpečnosti hřídele činí tedy 2,24 a tato hodnota je akceptovatelná.

**6.9 Výpočet doby jízdy stolu**

Pojezdy v obou směrech se skládají vždy ze tří pohybů: **rozjezdu** - pohyb rovnoměrně zrychlený, **pohybu konstantního** - rovnoměrný a **doběhu** - pohyb rovnoměrně zpomalený. Při každém pohybu ujede určitou dráhu. Pro výpočet celkové doby jízdy stolu při výměně nástroje se časy trvání těchto pohybů sečtou. Doba rozjezdu a doběhu včetně dráhy jsou v případě obou směrů pohybu stolu totožné.

• **Pohyb - rozjezd**

Stůl se rozjíždí 3,5 sekundy rovnoměrně zrychleným pohybem na svou maximální rychlost 0,15 m/s. Během této doby ujede vzdálenost:

$$s_{\text{rozjezd}} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_r^2 = \frac{1}{2} \cdot v_{\text{stolu}} \cdot t_r = 0,5 \cdot 0,15 \cdot 3,5 \quad (118)$$

$$s_{\text{rozjezd}} = 0,2625 \text{ m}$$

kde:  $s_{\text{rozjezd}}$  [m] ..... ujetá dráha při rozjezdu

$a_{\text{stolu}}$  [m/s<sup>2</sup>] ..... zrychlení stolu

• **Pohyb - doběh**

$$s_{\text{doběh}} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_r^2 = \frac{1}{2} \cdot v_{\text{stolu}} \cdot t_b = 0,5 \cdot 0,15 \cdot 0,5 \quad (119)$$

$$s_{\text{rozjezd}} = 0,0375 \text{ m}$$

### 6.9.1 Doba jízdy stolu ve směru A

#### • Pohyb - konstantní

Dráha pojezdu ve směru A je známa ze zadání a činí 5000 mm. Poté dráhu, kterou stůl musí překonat během rovnoměrného přímočarého pohybu konstantní rychlostí je možné vypočítat následovně:

$$s_{konst\_A} = s_{pojezd\_A} - s_{rozjezd} - s_{doběh} = 5 - 0,2625 - 0,0375$$

$$s_{konst\_A} = 4,7 \text{ m} \quad (120)$$

kde:  $s_{konst\_A}$  [m] ..... ujetá dráha při konstantní rychlosti stolu při pohybu ve směru A

$s_{pojezd\_A}$  [m] ..... dráha pojezdu stolu při pohybu ve směru A

Z této dráhy a rychlosti stolu je možné vypočítat dobu, za kterou tuto dráhu ujede:

$$t_{konst\_A} = \frac{s_{konst\_A}}{v_{stolu}} = \frac{4,7}{0,15} = 31,3 \text{ s} \quad (121)$$

kde:  $t_{konst\_A}$  [s] ..... doba pohybu stolu konstantní rychlostí ve směru A

Celková doba pohybu stolu ve směru A je potom:

$$t_{celkem\_A} = t_{konst\_A} + t_r + t_b = 31,3 + 3,5 + 0,5 = 35,3 \text{ s} \quad (122)$$

kde:  $t_{celkem\_A}$  [s] ..... celková doba pohybu stolu ve směru A

### 6.9.2 Doba jízdy stolu ve směru B

#### • Pohyb - konstantní

Dráha pojezdu ve směru B vyplývá z návrhu kolejiště a šířky stolu a činí 3 500 mm. Dráha při konstantní rychlosti činí poté:

$$s_{konst\_B} = s_{pojezd\_B} - s_{rozjezd} - s_{doběh} = 3,5 - 0,2625 - 0,0375$$

$$s_{konst\_B} = 3,2 \text{ m} \quad (123)$$

kde:  $s_{konst\_B}$  [m] ..... ujetá dráha při konstantní rychlosti stolu při pohybu ve směru B

$s_{pojezd\_B}$  [m] ..... dráha pojezdu stolu při pohybu ve směru B

Z této dráhy a rychlosti stolu je možné vypočítat dobu, za kterou tuto dráhu ujede:

$$t_{konst\_B} = \frac{s_{konst\_B}}{v_{stolu}} = \frac{3,2}{0,15} = 21,3 \text{ s} \quad (124)$$

kde:  $t_{konst\_B}$  [s] ..... doba pohybu stolu konstantní rychlostí ve směru B

Celková doba pohybu stolu ve směru B je potom:

$$t_{celkem\_B} = t_{konst\_B} + t_b + t_r = 21,3 + 3,5 + 0,5 = 25,3 \text{ s} \quad (125)$$

kde:  $t_{celkem\_B}$  [s] ..... celková doba pohybu stolu ve směru B

### 6.9.3 Celková doba jízdy jednoho stolu během jedné výměny

Celková doba jízdy jednoho stolu je poté dána součtem všech časů jednotlivých pohybů:

$$t_{celkem} = t_{celkem_A} + t_{celkem_B} = 35,3 + 25,3 = 60,6 \text{ s} \quad (126)$$

kde:  $t_{celkem}$  [s] ..... celková doba jízdy jednoho stolu během jedné výměny

Z výpočtu vyplývá, že celková doba jízdy jednoho stolu při vjezdu, nebo výjezdu do/z pracovní pozice činí cca 1 minutu.

### 6.9.4 Celková doba přesunu nástrojů mezi kolejištěm a lisem

Pro zjištění celkové doby přesunu nástrojů je nutné počítat i s dobou vysouvání/zasouvání hydraulických válců jak v kolejišti, tak v pracovním prostoru lisu. Při výměně nástroje a výjezdu stolu se starým nástrojem z lisu po absolvování pojezdu ve směru A a vysunutí válců, se stůl přesouvá ve směru B a zároveň s ním ve stejném směru stůl s novým nástrojem najede na hydraulické válce, které po najetí stolu klesnou a stůl může pokračovat v pohybu ve směru A do pracovního prostoru lisu.

Celková doba přesunu nástrojů se tedy vypočítá z doby vysunutí válců v pracovním prostoru lisu, vyjetí stolu ve směru A, vysunutí druhých hydraulických válců v kolejišti, doby pohybu stolu s novým nástrojem ve směru B, dalšího zasunutí válců v kolejišti, doby najetí stolu ve směru A do pracovního prostoru lisu a následuje doba zasunutí válců v prostoru lisu.

$$t_{výměna} = t_{celkem} + t_{celkem_A} + 4 \cdot t_{pístnice} = 60,6 + 35,3 + 4 \cdot 4,2$$

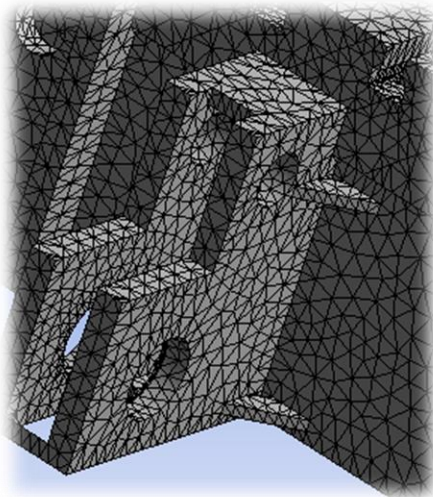
$$t_{výměna} = 112,7 \text{ s} \quad (127)$$

kde:  $t_{výměna}$  [s] ..... celková doba přesunu nástroje mezi kolejištěm a lisem

Výpočet neuvažuje doby spínání snímačů a dobu komunikace mezi operacemi. Celková doba jízdy během výměny se tedy blíží 1 minutě a 53 sekundám což je přijatelně krátká doba přesunu nového a starého nástroje. Pro větší rychlost by bylo nutné např. zvolit, popř. navrhnout převodovou skříň, která snese větší zatížení při rychlejším rozjezdu, nebo navrhnout stůl pro vyšší pojezdové rychlosti. Vzhledem k velké hmotnosti stolu se větší rychlosti nedoporučují. Do celkové doby výměny nástrojů by bylo nutné započíst i doby upínání horní poloviny nástroje a přesouvání nástrojů ze skladu a do skladu a další manipulace.

## 6.10 Kontrolní základní MKP výpočet deformace a napětí

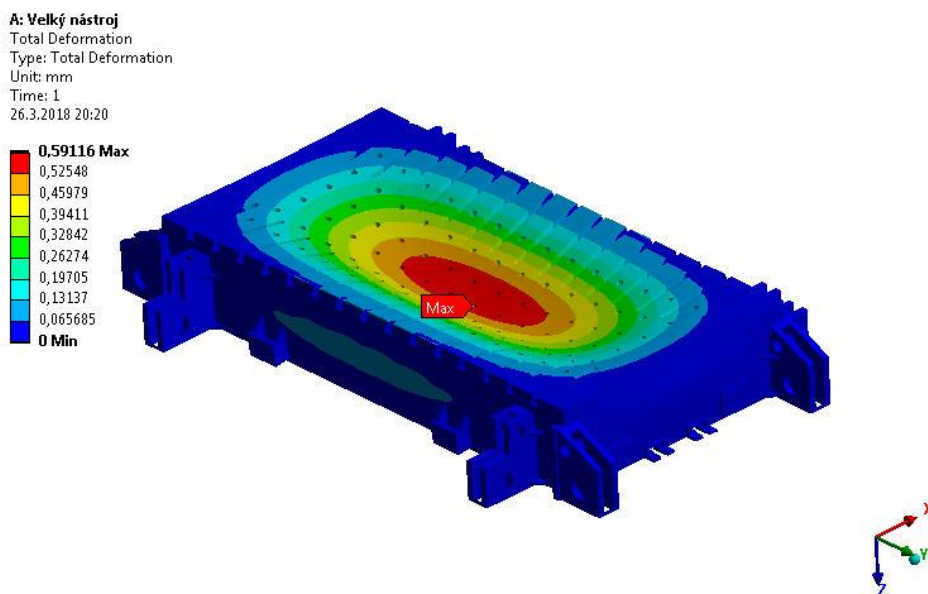
V kapitole 3.18 byl již proveden MKP výpočet vyjížděcího stolu pro zvolenou tloušťku desky a vnitřních žebířů. Výpočet byl uvažován pouze pro případ použití největšího nástroje. Po těchto předešlých výpočtech byly v konstrukci provedeny ještě malé změny, a proto zde bude uveden výpočet ještě jednou pro největší velikost nástroje a také výpočet pro použití menšího nástroje, který má menší dosedací plochu, a tudíž na stůl působí vyšším tlakem. Okrajové podmínky, zatížení a volba velikosti elementů (20 mm) budou stejné jako v kapitole 3.18. Proto zde nebudou již uvedeny. Hustotu sítě lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 81).



Obr. 81) Síť 20 mm prvků vyjížděcího stolu v programu ANSYS

### 6.10.1 Největší velikost nástroje

Na následujících obrázcích lze vidět výsledky základní MKP analýzy vyjížděcího stolu s největší možnou velikostí nástroje 4100x2100 mm při maximální zatížení v pracovním prostoru lisu. Deformace činí 0,59 mm a největší redukované napětí se blíží 110 MPa.

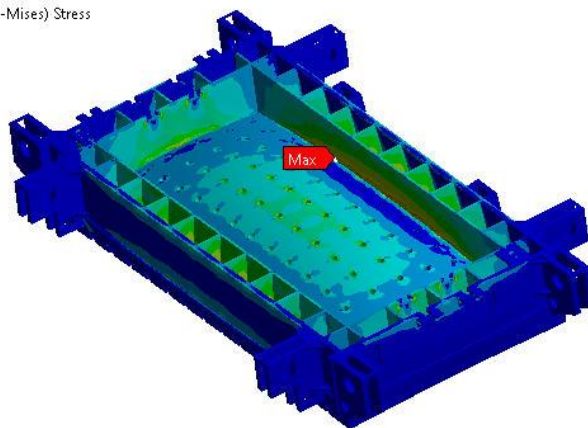


Obr. 82) Deformace stolu při užití největší velikosti nástroje



A: Velký nástroj  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
26.3.2018 20:21

107,57 Max  
95,617  
83,665  
71,713  
59,761  
47,809  
35,857  
23,905  
11,953  
0,0013313 Min



Obr. 83) Napětí stolu při užití největší velikosti nástroje

- **Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti pro případ velkého nástroje**

Mez kluzu materiálu 11523 (S355JR) je pro tloušťky upínací desky 220 mm 275 MPa.

$$k_{velky\_nastroj} = \frac{R_{e\_220}}{\sigma_{max\_velky\_nastroj}} = \frac{275}{107,6} = 2,5 \quad (128)$$

kde:	$k_{velky\_nastroj}$	[-]	.....	koeficient bezpečnosti stolu s velkým nástrojem
	$R_{e\_220}$	[MPa]	.....	mez kluzu materiálu S355JR upínací desky pro její tloušťku 220 mm z [74]
	$\sigma_{max\_velky\_nastroj}$	[MPa]	.....	maximální napětí stolu s velkým nástrojem

### 6.10.2 Nejmenší vhodná velikost nástroje

V případě užití menšího nástroje než největšího je nutné definovat, jaká minimální velikost nástroje bude dovolena. Tlak totiž při užití malého nástroje značně stoupá a deformace a napětí jsou tudíž mnohem větší. Měla by být zachována určitá bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti. V následujícím obrázku (Obr. 84) je zobrazeno pouze zatížení v případě užití menšího nástroje o rozměrech 3100x1600 mm.

**B: Malý nástroj**

Static Structural

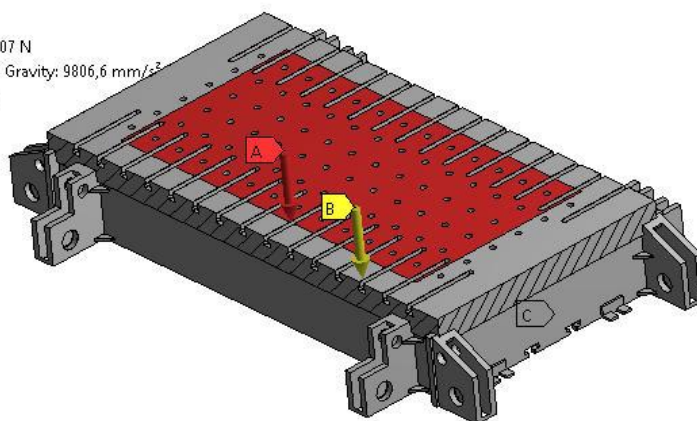
Time: 1, s

26.3.2018 21:07

**A** Force: 1,46e+007 N

**B** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>

**C** Fixed Support



Obr. 84) Zatížení stolu v případě užití menšího nástroje

Maximální deformace, nacházející se uprostřed upínací desky stolu, dle výpočtu při užití menšího nástroje činí 1 mm.

**B: Malý nástroj**

Total Deformation

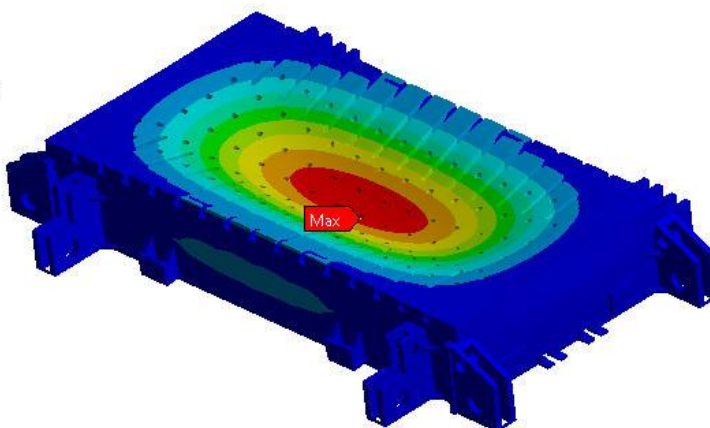
Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

26.3.2018 21:24

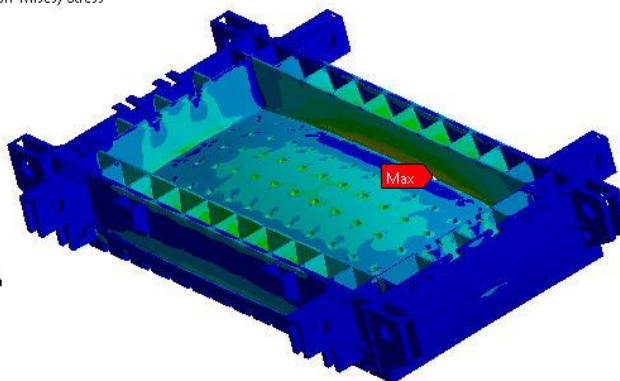
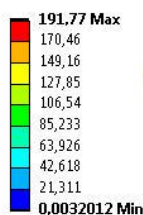
**0,99356 Max**  
0,88316  
0,77277  
0,66237  
0,55198  
0,44158  
0,33119  
0,22079  
0,1104  
**0 Min**



Obr. 85) Deformace stolu při užití menšího nástroje

Napětí pro menší nástroj se blíží hodnotě 200 MPa, jak lze vidět na obrázku Obr. 85.

B: Malý nástroj  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
26.3.2018 21:23



Obr. 86) Napětí stolu při užití menšího nástroje

Z výpočtů vyplývá, že nejmenší dovolená velikost nástroje by měla být 3100x1600 mm. Při užití menšího nástroje není zaručena bezpečnost a může dojít k překročení meze kluzu materiálu konstrukce. Pro jakýkoliv menší nástroj, by měla být znovu provedena MKP analýza, a následně provedeno vyhodnocení, zda je možné použít menší nástroj než nejmenší dovolený.

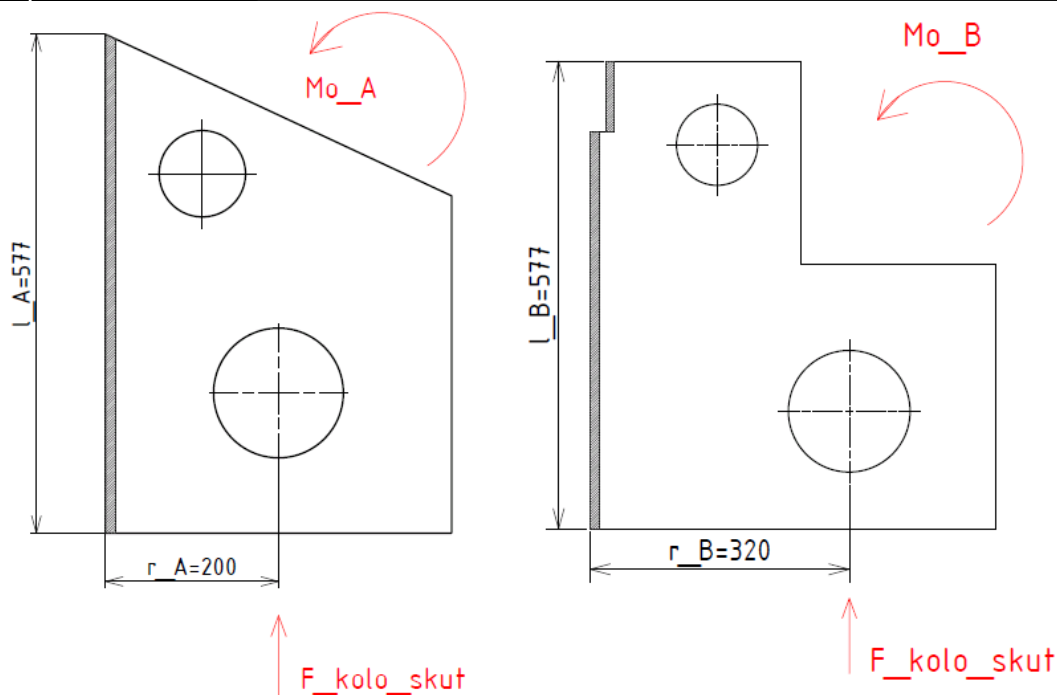
- **Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti pro případ nejmenšího povoleného nástroje**

$$k_{maly\_nastroj} = \frac{R_{e\_220}}{\sigma_{max\_maly\_nastroj}} = \frac{275}{191,8} = 1,43 \quad (129)$$

kde:  $k_{maly\_nastroj}$  [-] ..... koeficient bezpečnosti stolu s malým nástrojem  
 $\sigma_{max\_maly\_nastroj}$  [MPa] ..... maximální napětí stolu s malým nástrojem

## 6.11 Kontrola svarů plechů k uložení pojezdových kol

Při pojezdu stolu hmotnost a nesený nástroj zatěžují svary držící plechy pro uložení kola. Proto je nutná základní zjednodušená kontrola těchto svarů, a to jak pro plechy namáhané při pojezdu stolu ve směru A, tak pro plechy namáhané při pojezdu ve směru B. Tyto plechy a základní rozměry ke kontrolním výpočtům svarů lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 87).



Obr. 87) Schéma namáhání svarů plechů k uložení kol ve směru A (vlevo) a ve směru B (vpravo)

Svary jsou přednostně namáhané ohybovým momentem, vznikající reakcí pojezdových kol při pojezdu či stání stolu. Dovolené napětí pro tupé svary je mez kluzu základního materiálu, jelikož elektrody mají mít vždy materiál aspoň stejných kvalit jako základní. Tloušťka plechů je 50 mm. Výpočty vycházejí z [21] a [73].

#### 6.11.1 Kontrola svaru plechu pro směr pojezdu A

Jmenovité napětí vzniklé od ohybu se v tupém svaru vypočte následovně:

$$\sigma_{svar_A} = \frac{6 \cdot M_{O_A}}{t \cdot l_{-A}^2} = \frac{6 \cdot F_{kolo\_skut} \cdot r_{-A}}{t \cdot l_{-A}^2} = \frac{6 \cdot 197\,426 \cdot 200}{50 \cdot 577^2} \quad (130)$$

$$\sigma_{svar_A} = 14,2 \text{ MPa}$$

kde:	$\sigma_{svar\_A}$	[MPa]	.....	jmenovité napětí ve svaru pro směr pojezdu A
	$M_{O\_A}$	[N·mm]	.....	ohybový moment od pojezdového kola pro směr pojezdu A
	$l_{-A}$	[mm]	.....	délka svaru pro směr pojezdu A
	$r_{-A}$	[mm]	.....	pro směr pojezdu A
	t	[mm]	.....	výpočtová tloušťka svaru (tloušťka plechu)

• **Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti svaru pro směr A**

Mez kluzu pro tloušťku materiálu 50 mm oceli 11 523 (S355JR) je dle [74] 335 MPa.

$$k_{svar\_A} = \frac{R_{e\_50}}{\sigma_{svar\_A}} = \frac{335}{14,2} = 23,6 \quad (131)$$

kde:  $k_{svar\_A}$  [-] ..... koeficient bezpečnosti ve svaru pro směr pojezdu A  
 $R_{e\_50}$  [MPa] ..... mez kluzu materiálu S355JR pro tloušťku plechu 50 mm

**6.11.2 Kontrola svaru plechu pro směr pojezdu B**

$$\sigma_{svar\_B} = \frac{6 \cdot M_{O\_B}}{t \cdot l_B^2} = \frac{6 \cdot F_{kolo\_skut} \cdot r_B}{t \cdot l_B^2} = \frac{6 \cdot 197\,426 \cdot 320}{50 \cdot 577^2} \quad (132)$$

$$\sigma_{svar\_B} = 22,8 \text{ MPa}$$

kde:  $\sigma_{svar\_B}$  [MPa] ..... jmenovité napětí ve svaru pro směr pojezdu B  
 $M_{O\_B}$  [N·mm] ..... ohybový moment od pojezdového kola pro směr pojezdu B  
 $l_B$  [mm] ..... délka svaru pro směr pojezdu B  
 $r_B$  [mm] ..... pro směr pojezdu B  
 $t$  [mm] ..... výpočtová tloušťka svaru (tloušťka plechu)

• **Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti svaru pro směr B**

$$k_{svar\_B} = \frac{R_{e\_50}}{\sigma_{svar\_B}} = \frac{335}{22,8} = 14,7 \quad (133)$$

kde:  $k_{svar\_B}$  [-] ..... koeficient bezpečnosti ve svaru pro směr pojezdu B



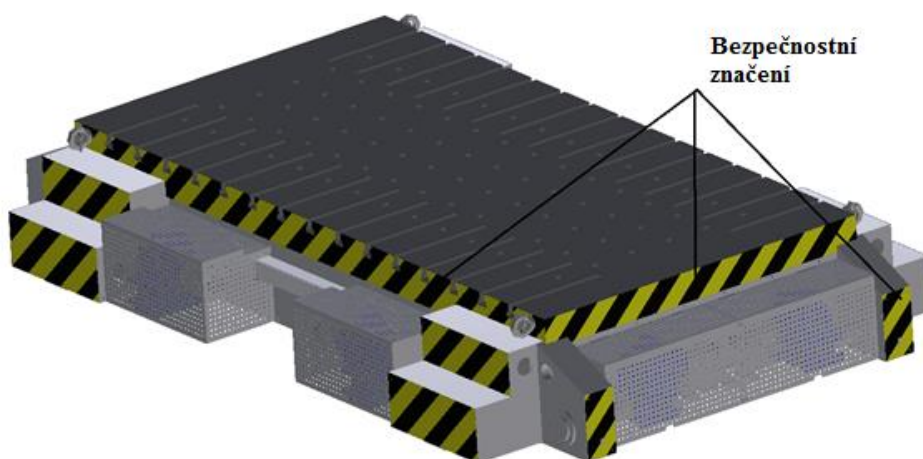
## 7 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY

### 7.1 Bezpečnostní značení na stole

Vyjížděcí stůl bude osazen žlutočerným značením, jímž se označují všechny trvalé či dočasné překážky, které mohou být zdrojem nehody, úrazu při nárazu na ně, při zakopnutí, klopýtnutí či uklouznutí, pádu apod. Toto je definováno dle normy ČSN ISO 3864 [78]. Žlutá barva musí pokrývat nejméně 50 % značky. Značení je šikmé rovnoměrné nebo levotočivé s šroubovitým pruhováním o sklonu 45°. Žlutou barvou s černými pruhy musí být opatřeny např.

- Vystupující a nechráněné okraje u konstrukcí a stroj. zařízení
- Vyčnívající rohy, hrany a části strojů, veškerá místa s rizikem kolize, pádu, překážek či padajících předmětů

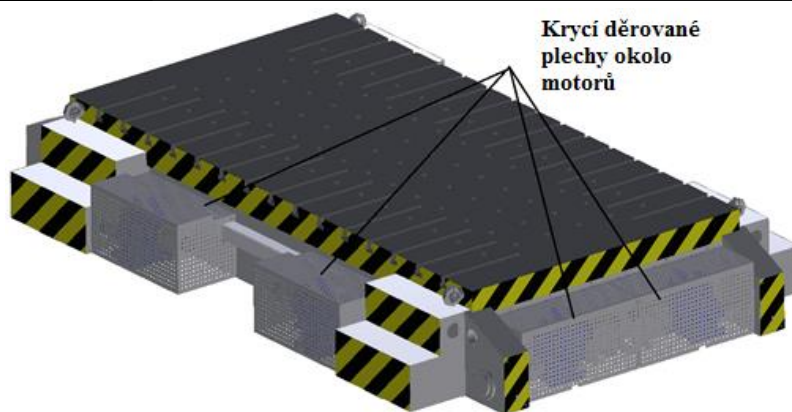
V případě konstrukce stolu budou žlutočerná značení umístěna na krajních výčnělcích stolu a na schodišťových stupních dle následujícího obrázku (Obr. 88) a také okraje upínací desky stolu.



Obr. 88) Místa na stole s bezpečnostním značením

### 7.2 Kryty motoru

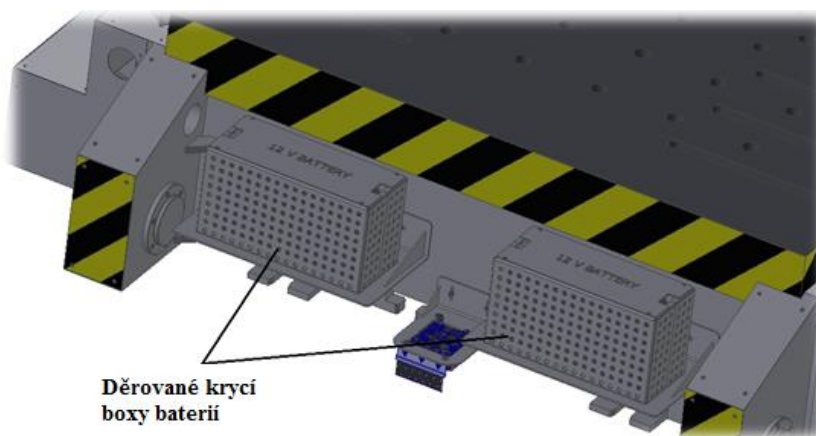
V místě výstupního hřídele převodovky jsou rotující části nechráněné (spojka, hřídel). Proto je nutné je zakrýt plechovým krytem a eliminovat tak riziko poranění operátora (např. při servisu). Kryty jsou detailně ukázány na následujícím obrázku (Obr. 89). Kryty jsou svařované a děrované pro lepší chlazení motoru.



Obr. 89) Krycí děrované plechy motorů

### 7.3 Kryty baterie

Baterie jsou uloženy v krycím svařeném boxu, který je děrovaný, a to z toho důvodu, že odvádí teplo z baterií, ale zároveň slouží jako bezpečnostní prvek proti dotyku osobou a možností úrazu popálením či úrazu elektrickým proudem. Odmontování krytu baterie je možné pouze v případě servisu či její výměny. Děrované boxy, ve kterých jsou baterie uloženy, lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 90).



Obr. 90) Krycí boxy baterií

### 7.4 Ostatní bezpečnostní prvky

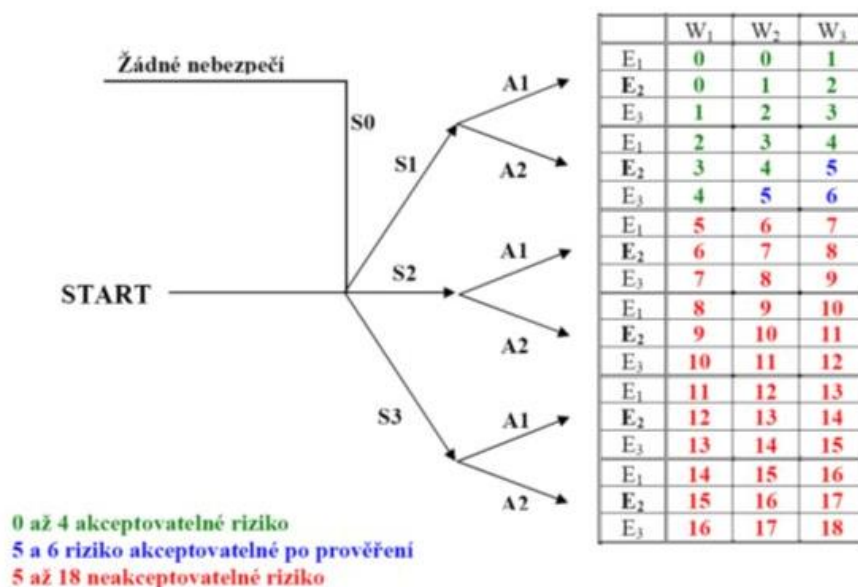
K ostatním bezpečnostním prvkům lze zařadit i koncové snímače hydraulických válců, jelikož při zasunutém válci se objevuje v podlaze otvor, který může být zdrojem nebezpečí pro osoby pohybující se v kolejišti. Pokud bude výměna nástrojů ukončena, hydraulický válec bude vždy vysunut, čímž se zakryje nebezpečný otvor.

Pro zamezení přístupu v době pohybu stolu či stolů, by bylo nutné okolo prostoru pracoviště zakomponovat další bezpečnostní prvky, jako jsou bezpečnostní závory nebo bezpečnostní ohradníky. Vzhledem k neznámému zabudování okolního prostředí a zařízení, nejsou tyto bezpečnostní prvky v práci dále rozebírány. Bylo by nutné znát celkovou dispozici haly a možnosti přístupu osob, dále i rozložení celé lisovací linky apod.



## 8 ODHAD RIZIK

Odhad rizika strojního zařízení slouží k určení míry zbytkového rizika, o kterých musí být uživatel stroje (např. operátor či servisní technik) patřičně informován. U každého strojního zařízení se musí identifikovat všechny významná nebezpečí. Analýzu nebezpečí je nutné provést pro celý životní cyklus daného strojního zařízení (etapy výroby, přepravy a instalace, uvedení do provozu, používání a vyřazení z provozu). Vzhledem k rozsahu a zadání práce, budou vybrána k odhadu rizika pouze některá nebezpečí. Určení velikosti odhadovaného rizika lze provést pomocí následujícího grafu na obrázku níže (Obr. 91). Při posouzení rizika se vychází z normy ČSN EN ISO 12100. [80]



Obr. 91) Graf pro odhad rizika [80]

Při odhadu rizik se počítá s pravděpodobností výskytu škody a závažností této škody. Aby se popsala tato závažnost, používá se následující stupnice:

<b>S0</b>	Nehrozí škoda, nejedná se o nebezpečí
<b>S1</b>	Lehké zranění
<b>S2</b>	Těžké zranění
<b>S3</b>	Smrtelné zranění

Pro určení pravděpodobnosti výskytu škody se berou v úvahu faktory:

<b>A</b>	Doba pobytu osoby v nebezpečné oblasti
<b>E</b>	Rozpoznání a vyhnutí se nebezpečí
<b>W</b>	Pravděpodobnost vzniku nebezpečné události

Pro popis těchto faktorů se užívá následující stupnice:

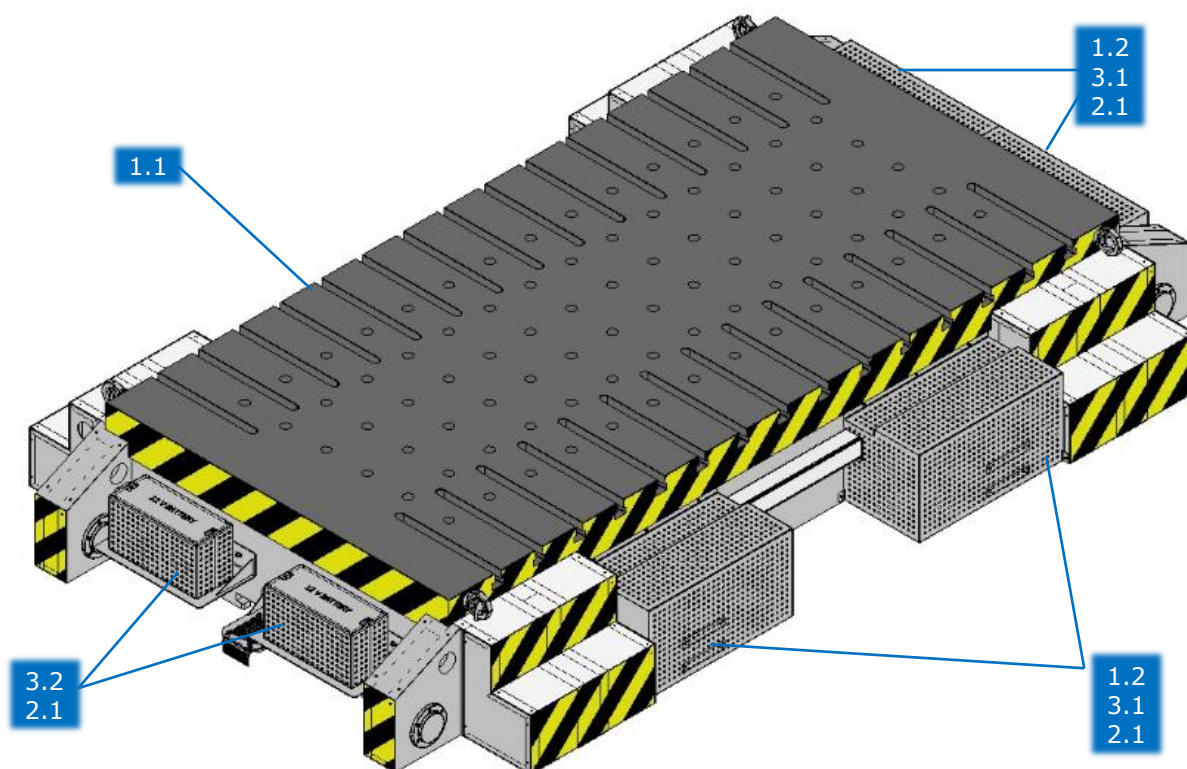
<b>A1</b>	Doba pobytu zřídka až častěji
<b>A2</b>	Doba pobytu často až trvale
<b>E1</b>	Rozpoznání a vyhnutí se nebezpečí je možné
<b>E2</b>	Rozpoznání a vyhnutí se nebezpečí je možné za určitých okolností
<b>E3</b>	Rozpoznání a vyhnutí se nebezpečí je sotva možné
<b>W1</b>	Pravděpodobnost vzniku události je malá
<b>W2</b>	Pravděpodobnost vzniku události je střední
<b>W3</b>	Pravděpodobnost vzniku události je velká

Pro posouzení míry rizika je nutné rozhodnout, zda je velikost rizika akceptovatelná či nikoliv. Tento odhad rizika se provádí pomocí formulářů pro odhad rizika, které lze nalézt na následujících stranách práce. Nejprve se provede odhad rizika počátečního, které se vyskytuje, jakmile nejsou použita preventivní opatření snižující toto riziko. Druhý odhad rizika je proveden po přijetí preventivního opatření a označuje se pojmem snížené riziko. Po aplikaci všech preventivních opatření se riziko nazývá zbytkové. Opatření snižující riziko, jsou ta opatření, která jsou zabudovaná v konstrukci, dále opatření doplňkové bezpečnostní ochrany a dále opatření pomocí informování uživatele. [79] Na následující tabulce (Tab. 28) je uvedena část významných nebezpečí, které mohou hrozit v různých životních cyklech zařízení - vyjížděcího stolu a jeho okolí. Jak již bylo řečeno, z důvodu rozsahu práce, budou vybrána pouze některá významná nebezpečí ze všech cyklů stroje.

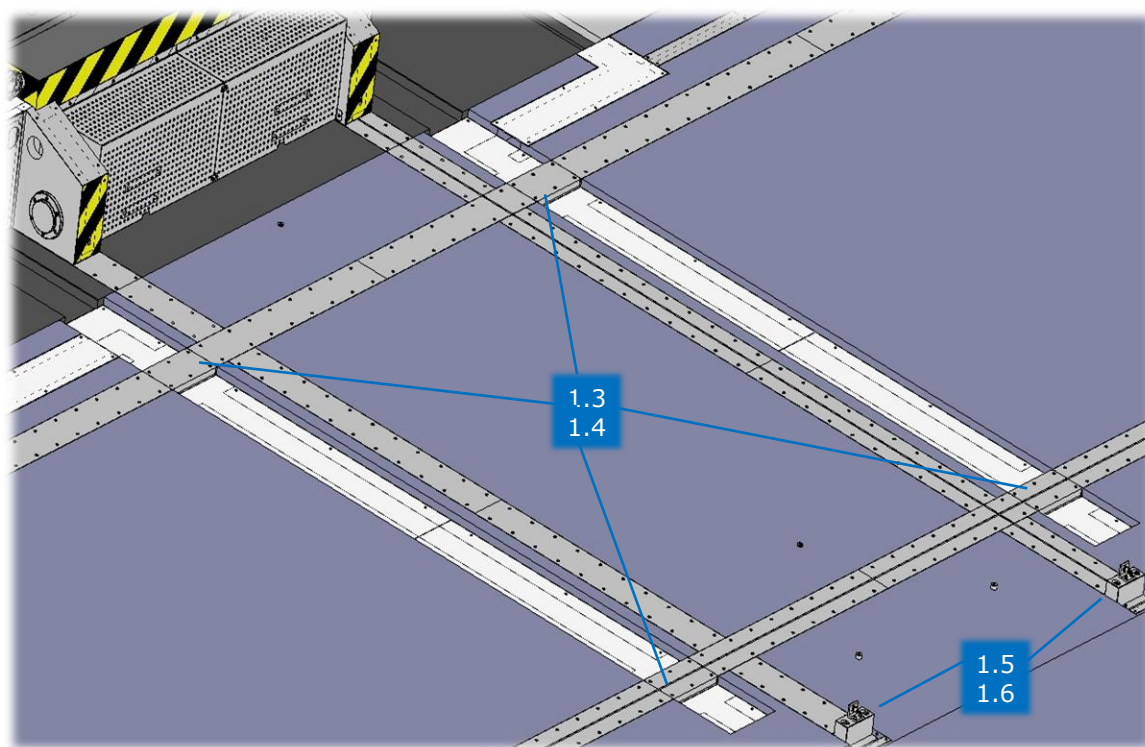
Tab. 28) Výběr významných nebezpečí

Označení	Mechanická nebezpečí
<b>1.1</b>	Nebezpečí říznutí od ostrých hran
<b>1.2</b>	Nebezpečí vtáhnutí části těla od rotujících součástí stolu
<b>1.3</b>	Nebezpečí pádu či zakopnutí v kolejišti u otvoru pro hydraulický válec
<b>1.4</b>	Nebezpečí skřípnutí části těla vlivem náhlého klesnutí stolu
<b>1.5</b>	Nebezpečí stlačení části těla mezi stůl a koncový doraz
<b>1.6</b>	Nebezpečí pádu či zakopnutí v kolejišti o koncový doraz
Označení	Tepelná nebezpečí
<b>3.1</b>	Nebezpečí popálení při kontaktu s motorem či jeho okolím
<b>3.2</b>	Nebezpečí popálení při kontaktu s baterií či jejím okolím
Označení	Elektrická nebezpečí
<b>2.1</b>	Nebezpečí dotyku osob s vodivými částmi, které jsou pod napětím

Formuláře pro odhad zbytkových rizik těchto možných nebezpečí lze najít v přílohách dokumentu. Na následujících dvou obrázcích (Obr. 92) a (Obr. 93) je pro přehlednost zobrazeno místo, popř. opatření v konstrukci včetně čísel odpovídajících danému významnému nebezpečí.



Obr. 92) Místa významných nebezpečí - vyjížděcí stůl



Obr. 93) Místa významných nebezpečí - kolejiště



## 9 FINANČNÍ ZHODNOCENÍ

V dnešní době je předpokládána cena zařízení (resp. výrobku) pro zákazníka jedním z hlavních požadavků. Proto je v následující tabulce zpracován přehled cen většiny nakupovaných komponentů.

Tab. 29) Ceny nakupovaných komponent

Komponenta	Prodejce	Cena/ks [Kč]	Počet [ks]	Celková cena bez DPH [Kč]
PMS motor 1,5kW s absolutním snímačem	Metalrota	20 671	4	82 684
Převodovka SK4382	NORD	27 510	4	110 040
Driver H-2424-3-0	Elife International	17 485	4	69 940
Baterie 12V-165Ah	Victron Energy	10 166	2	20 332
Nabíjecí stanice	Victron Energy	30 940	1	30 940
Balancér baterií	Victron Energy	1 636	1	1 636
Sledovač stavu baterií	Victron Energy	4 022	1	4 022
Kolektor proudu pro nabíjení SA-BLS200-2-01	Vahle	7 262	1	7 262
Základová deska pro kolektor BLK200-2-01	Vahle	4 658	1	4 658
Spojky ROTEX GS	KTR	7 119	4	28 476
KM matice KM 16	ZKL	253	16	4048
MB podložka MB 16	ZKL	14	16	224
Ložiska BS2-2217- 2RS/VT143	MATEZA	4 200	16	67 200
Pero těsné DIN 6885 A 25x14x80	PROPRUMYSL.CZ	44	8	352
Pero těsné DIN 6885 A 16x10x90	PROPRUMYSL.CZ	20	4	80
Snímač IGS232	IFM	1 165	8	9 320
Snímač IIS269	IFM	1 465	1	1 465
Hydraulický válec	Hydraulic Systems	29 300	8	234 400
Hydrogenerátor	Jihostroj	11 946	1	23 892
Motor čerpadla 30kW	SEW Eurodrive	84 571	1	84 571
Frekvenční měnič pro motor čerpadla	SEW Eurodrive	64 542	1	64 542
Dělič průtoku DPVT3 4x12	Jihostroj	30 132	1	60 264
Hydraulický rozvaděč	Parker	4 301	3	12 903
Manipulační oka VRS-F	TEDOX	4 285	4	17 140
<b>Celková cena</b>				<b>858 707**</b>

\*\* Celková cena není konečná. V tabulce není zahrnuta cena elektrických komponent, jako jsou kabeláže, kabelové kanály, elektrikářské pásy, PLC, SW komponent, materiál a dalších hydraulických komponent atd. a dále také šrouby. Šrouby se totiž prodávají většinou po větších baleních a cena pak závisí podle odběru a smlouvy mezi nákupním oddělením a dodavatelem komponentů. Dále zde není uvedena cena za lidskou sílu a také za materiál hlavní konstrukce stolu, kol a jejich uložení, dále cena polotovaru kolejí a kolejnic, svařovací materiál a cena za výrobní proces. Ceny různých prodejců se značně liší, proto je tabulka pouze informativní.

## 10 DISKUSE K NAVRŽENÉMU STOLU

Navržená konstrukce stolu může mít mnoho různých možností řešení, vzhledem k nutnosti potřeby znalostí elektrotechnických a HW či SW specialistů. Některé otvory, které jsou vhodné např. pro vedení kabeláže či vložení svorkovnice do boxu s bateriemi, mohou mít jiné rozměry než navržené. Toto záleží např. na použitých typech kabelů, či velikosti elektroinstalačních koryt, jejichž konečná velikost se může lišit dle počtu a průměru jednotlivých kabelových svazků. Toto platí i pro velikosti kanálů v kolejišti, které mohou být poté přizpůsobeny dle velikosti kabelů a hadic vedoucích ke snímačům a hydraulickým válcům. Stejně tak typ driveru pro řízení PSM motoru lze vybrat i od jiných výrobců, kteří jsou v této práci uvedeni.

V případě návrhu hydraulických komponent ke zvedání stolu, např. motoru a měniče k řízení motoru čerpadla, se vybíraly komponenty od různých dodavatelů, avšak řešení je možné pojmout jinak, a to přímo dodáním celého agregátu včetně motoru, čerpadla a dalších komponent na zakázku od jednoho dodavatele. V případě diplomové práce není možné si určit u dodavatelů agregát na zakázku, jelikož všechny důležité náležitosti by se řešily až po odeslání závazné objednávky na zakázkový agregát. Proto byl v práci uveden výběr motoru a měniče od firmy SEW jako jedno z možných řešení. Z hlediska jednoduššího shánění jednotlivých komponentů je určitě výhodnější objednat a nechat si sestavit agregát na zakázku.

Další součástí, která není v práci řešena, je skříň elektrorozvaděče, jelikož její návrh by vyžadoval opět spolupráci s elektroinženýrskými odděleními. Proto je na stole připraveno pouze místo, kde se elektrický rozvaděč namontuje, a to na delší straně stolu, kde nejsou motory. Toto řešení je vhodné i pro vyvážení stolu.

Co se týče optimalizace žebrování a tloušťek upínací desky, pro důkladnější optimalizaci by bylo vhodné provést výpočty pro větší množství různých kombinací tloušťek žeber a upínací desky, stejně tak jako různé kombinace typů a poloh žebrování, např. pod různými úhly.

Celková dispozice pracoviště se ještě může lišit po konzultaci se stavebními inženýry a to např. ve věcech ohledně pokládání betonové podlahy a také proto, že nejsou zadány celkové parametry prostoru okolo lisu a rozměry samotného lisu. Popřípadě by se jeho rozměry odvíjely od rozměru stolu a dle konzultace s ostatními konstruktéry jednotlivých částí pracoviště.

Z těchto zmíněných důvodů by se poté v některých detailech mohla konečná konstrukce lišit od navržené varianty.





## 11 ZÁVĚR

V této práci byl proveden návrh vyjížděcího stolu pro karosářský lis, a to dle požadovaných parametrů uvedených v zadání této závěrečné práce. Návrh stolu byl proveden od postupných návrhových výpočtů přes návrh samotné konstrukce v 3D programu Autodesk Inventor, optimalizační výpočty v programu ANSYS, kontrolní výpočty po úplném navržení konstrukce. Dále byl proveden odhad rizik nejvýznamnějších nebezpečí.

Navržený vyjížděcí stůl je určen pro výměnu lisovacích nástrojů užívaných pro výrobu karoserií aut. Je schopen jezdit z lisu se starým nástrojem a do lisu s připraveným novým nástrojem. Navržený stůl, resp. stoly, se pohybují po kolejišti, jež je provedeno v tzv. tvaru T-dráhy, kdy stůl se starým nástrojem vyjede boční stranou lisu po kolejnicích, než se dostane na místo, v němž změni směr a dostane se na další kolej, které jsou kolmé k první zmíněné dráze pohybu. Změna směru probíhá pomocí hydraulických válců, jež stůl nadzvednou, čímž se stůl dostane s koly na druhou kolej. Toto je umožněno tím, že pojezdová kola stolu jsou pro jeden směr položena výše než pro směr druhý. Proto není nutné mít koleje v různých úrovních podlahy, a také není nutné mít na obou stolech hydraulické agregáty, které by zvedaly pojezdová kola namísto části kolejí. V tu chvíli už vyjíždí stůl s připraveným novým nástrojem a pohybuje se jedním stejným směrem jako stůl s nástrojem starým. Jakmile se nový stůl dostane na křížení kolejí, koncové snímače tuto pozici zaregistrují, hydraulické válce umístěné v kolejišti umožní stolu sjet na další nápravu 4 pojezdových kol určených pro směr pohybu do pracovního prostoru lisu. Jakmile se stůl s novým nástrojem dostane do pracovního prostoru lisu a koncové snímače zaregistrují jeho polohu, dojde k zasunutí části kolejí v pracovním prostoru lisu a stůl dosedne spodními plochami na horní plochu spodního příčnicku a je zajištěna jeho poloha pomocí vysouvacích tyčí s osazením. Nyní je stůl s novým nástrojem připraven k lisování. Pojezd ve směru do lisu je dlouhý 5 000 mm, pojezd ve směru kolmém je 3 500 mm na obě strany.

Navržený vyjížděcí stůl je tedy navržen s 8 pojezdovými koly, kdy 4 kola jsou určená pro směr od lisu a zbylá 4 kola pro směr kolmý. Vždy 2 kola z těchto 4 jsou poháněná, a to každé pomocí bezkartáčového synchronního motoru s permanentními magnety přes převodovku a pružnou spojku. Motory jsou z tohoto důvodu na stole dohromady 4. Zmíněné 1,5kW motory jsou určené pro napájení 24V napětím, a proto jsou napájeny ze dvou do série zapojených 12V akumulátorů s kapacitou 165 Ah. Typ napájení byl zvolen ze 3 možných variant - možnosti napájení pomocí energetických řetězců, magnetické indukce mezi kabely v podlaze a stolem, nebo baterií. Vzhledem k požadavku na absenci tažení kabelů či hadic na kolejišti bylo zvoleno napájení právě bateriemi, kdy kabeláž bude umístěna pouze na stole. Dle vypočítané doby jízdy stolu během jedné výměny, která se pohybuje okolo 1 minuty, by se tyto baterie měly nabíjet jednou za cca 5 dnů (odpovídá cca 15 výměnám nástroje v případě 3 výměn nástroje za den), aby nedocházelo k úplnému vybití baterií, a tudíž ke snížení jejich životnosti. Tyto akumulátory jsou dobíjeny v místě pracovního prostoru lisu při procesu lisování. Nabíjení je umožněno kolektorem proudu, který je namontován na kratší straně stolu, jež zajíždí jako první ve směru k lisu. Na podlaze v pracovním prostoru lisu je umístěna základová deska s nabíjecími kontakty. Kolektor obsahuje čistící kartáče, které při pohybu do lisu setřou nečistoty ze základové desky, aby nedošlo k přerušení její funkčnosti. Kontakty kolektoru

a základové desky se spojí po dosednutí stolu na spodní příčník a na základě aktuálního stavu nabití se začnou baterie automaticky dobíjet.

Upínací deska stolu je navržena podle zadání o velikosti 4100 mm délky a 2100 mm šířky pro maximální velikost nástroje 4100 x 2100 mm a obsahuje T-drážky pro jeho uchycení. Stůl je ze spodní strany vyztužen okolo přidržovacího otvoru žebry, která jsou přivařená k bočním plechům a spodní straně upínací desky. Tloušťky vyztužovacích žebër a desky byly zvoleny na základě deformační a napěťové analýzy 9 variant, a to kombinace 3 tloušťek žebër a 3 tloušťek upínací desky. Dle optimální hmotnosti, hodnoty maximální deformace a napětí, a v neposlední řadě ceny, byla vybrána konkrétní tloušťka uvedených součástí. Tloušťka upínací desky byla zvolena 220 mm a tloušťka žebër 20 mm.

Celková hmotnost stolu se blíží k 21 tunám. Pro jednoduchou manipulaci je stůl osazen 4 manipulačními oky s nosností dohromady 28 tun. Samotný stůl je dimenzován na nosnost až 60 tun, ale musí se brát v potaz, že čím menší nástroj je použit, tím větší je tlak, a tudíž i maximální napětí a deformace stolu. Proto je doporučena velikost nejmenšího nástroje na 3100 x 1600 mm. Výška stolu nad podlahou v pracovním prostoru lisu během lisování činí 700 mm.

Celá konstrukce jak stolu, tak kolejiště, byla řešena i se zaměřením na bezpečnost. Stůl je nabarven bezpečnostními žlutočernými pruhy, rotující části jsou zakrytovány a taktéž pomocí krytování děrovanými plechy je zabráněno přímému kontaktu uživatele s motorem či bateriemi. Kanály v kolejišti sloužící pro vedení kabeláže ke snímačům a pro hadice k hydraulickým válcům jsou zakryty plechy, z důvodu snížení rizika zakopnutí a pádu osob.

Tímto konstrukčním řešením, myšleno hlavně vysouvání kolejnic místo pojezdových kol, byly zredukovány náklady, které by byly jinak vyšší z důvodu umístění hydraulických agregátů na každém stole. Ze stejného důvodu je i montáž stolu jednodušší a časově kratší, tudíž náklady na pracovní sílu jsou opět nižší. Řešení pohonu na baterie nahradilo nutnost vláčení elektrických kabelů, hydraulických či pneumatických hadic spolu se stolem. Optimalizací tloušťek plechů došlo také ke snížení hmotnosti, materiálu a tedy i ceny.

## 12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Product description. *KLT* [online]. [cit. 2017-02-18]. Dostupné z:  
[https://kelite.en.alibaba.com/product/60603872330-221963350/Y96\\_series\\_automatic\\_car\\_body\\_power\\_press\\_machine\\_300ton.html](https://kelite.en.alibaba.com/product/60603872330-221963350/Y96_series_automatic_car_body_power_press_machine_300ton.html)
  
- [2] Hydraulic tryout presses. *SCHULER* [online]. [cit. 2017-02-18]. Dostupné z:  
[https://www.schulergroup.com/major/us/technologien/produkte/tryout\\_presse\\_hydraulisch/](https://www.schulergroup.com/major/us/technologien/produkte/tryout_presse_hydraulisch/)
  
- [3] VÝROBA KOMPONENTOV AUTOMOBILŮ NA TVÁRNIACICH LINKÁCH. *Strojnická fakulta TUKE* [online]. [cit. 2017-02-18]. Dostupné z:  
<https://www.sjf.tuke.sk/transfereinovaci/pages/archiv/transfer/12-2008/pdf/146-149.pdf>
  
- [4] OMES, J. Stavba výrobních strojů II. Přednáška. Místo konání: FSI VUT, Zimní semestr 2016/17
  
- [5] SHEET METAL STAMPING IN AUTOMOTIVE INDUSTRY. *Drishtikona* [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z:  
<https://drishtikona.files.wordpress.com/2012/08/ch5.pdf>
  
- [6] Photos. *AIDA* [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: [http://www.aida-global.com/metal-stamping-presses/photos-videos.cfm#1\\_2](http://www.aida-global.com/metal-stamping-presses/photos-videos.cfm#1_2)
  
- [7] Press lines. *FAGOR* [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z:  
<http://www.fagorarrasate.com/product/3/26/press-lines.aspx>
  
- [8] Optional press equipment. *LITOSTROJ RAVNE* [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.litostrojravne.com/optionalpressequipement.php>
  
- [9] Quick die change and the trend toward larger presses. *The Fabricator* [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z:  
<http://www.thefabricator.com/article/stamping/quick-die-change-and-the-trend-toward-larger-presses>
  
- [10] SCHULER. *Metal Forming Handbook*. Berlin: Springer, 1998. ISBN 978-3-642-58857-0.
  
- [11] The complete program for quick die change. *SERAPID Rigid chain technology* [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z:  
[http://www.serapid.com/sites/default/files/public/product-documentation/serapid\\_qdx\\_catalog\\_7.pdf](http://www.serapid.com/sites/default/files/public/product-documentation/serapid_qdx_catalog_7.pdf)

- [12] Carrying consoles. *Roemheld* [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <https://www.roemheld-gruppe.de/en/products/die-clamping-technology/die-changing-technology/carrying-interfaces.html>
- [13] Spring die lifter. *Kosmek* [online]. [cit.2017-02-26]. Dostupné z: [http://www.kosmek.co.jp/data/pdf/en/RB\\_R00\\_2014QD\\_GB.pdf](http://www.kosmek.co.jp/data/pdf/en/RB_R00_2014QD_GB.pdf)
- [14] Hydraulic Die Lifter. *Kosmek* [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: [http://www.kosmek.co.jp/data/pdf/en/RA\\_R01\\_2016QD\\_GB.pdf](http://www.kosmek.co.jp/data/pdf/en/RA_R01_2016QD_GB.pdf)
- [15] Quick Die Change System. *FORWELL* [online]. [cit. 2017-02-26]. Dostupné z: <http://www.forwell.com/english/quick-die-change-system-die-lifters.htm>
- [16] QDX Quick die change. *SERAPID Rigid chain technology* [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://serapid.fr/en/products-and-solutions/qdx-quick-die-change-push-pull-system-quick-die-changes-fixed-press-or-mobile>
- [17] QDX quick die change. *SERAPID Rigid chain technology* [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://serapid.fr/en/products-and-solutions/qdx-quick-die-change-tpch-horizontal-loading-positioning-table>
- [18] Cart System. *TCMEXIM* [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: [http://www.tcmexim.com/product\\_2-5.html](http://www.tcmexim.com/product_2-5.html)
- [19] BOLJANOVIC, Vukota. a J. R. PAQUIN. *Die design fundamentals*. 3rd ed. New York: Industrial Press, c2006. ISBN 978-083-1131-197.
- [20] Die Change Systems. *Atlas Technologies* [online]. [cit. 2017-03-01]. Dostupné z: <http://www.atlastechnologies.com/wp-content/themes/atlastechnologies/docs/DieChangeSystems.pdf>
- [21] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-73-6111-18.
- [22] Magnetic clamp. *Pascal* [online]. [cit. 2017-03-03]. Dostupné z: [https://www.pascaleng.co.jp/us/products/press/press\\_magnetic\\_clamp/](https://www.pascaleng.co.jp/us/products/press/press_magnetic_clamp/)
- [23] Porovnání pneumatických, hydraulických a elektrických lineárních pohonů. *E-konstrukter* [online]. [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/novinka/porovnan-pneumatickych-hydraulickych-a-elektrickych-linearnich-pohonu>

- [24] Moderní hydraulické pohony ve výuce i v praxi. *MM Průmyslové spektrum* [online]. [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/moderni-hydraulicke-pohony-ve-vyuce-i-v-praxi.html>
- [25] Pohonné systémy. *Publi* [online]. [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/181/07.html>
- [26] Pneumatické mechanismy. *FS ČVUT* [online]. [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: [http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn\\_design\\_KON\\_I\\_13.pdf](http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn_design_KON_I_13.pdf)
- [27] Pneumatické motory – základní informace. *FLUIDTECHNIK BOHEMIA* [online]. [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: <http://www.fluidtechnik.eu/pneumaticke-motory/pneumaticke-motory-zakladni-informace>
- [28] Pneumatické mechanismy - nezbytná součást moderních strojů. *MM SPEKTRUM* [online]. [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/pneumaticke-mechanismy-nezbytna-soucast-modernich-stroju.html>
- [29] Pracovní sešit pro 3. a 4.ročník oboru ME Teorie mechatroniky a robotiky. *SOS Blansko* [online]. [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: [http://www.sosblansko.cz/projekty\\_2014/produkt\\_2\\_20112014.pdf](http://www.sosblansko.cz/projekty_2014/produkt_2_20112014.pdf)
- [30] CONTACTLESS GUIDING APPARATUS OF A MOVING BOLSTER FOR PRESS AND A GUIDING METHOD THEREOF FOR OPERATING A MOVING BOLSTER WITHOUT A RAIL BY USING A MAGNETIC GENERATING UNIT. *PATENTSCOPE* [online]. [cit. 2017-06-18]. Dostupné z: [https://patentscope.wipo.int/search/en/detail.jsf?docId=KR92209306&recNum=15&office=&queryString=EN\\_TI%3A%28moving+bolster%29&prevFilter=&sortOption=Relevance&maxRec=26](https://patentscope.wipo.int/search/en/detail.jsf?docId=KR92209306&recNum=15&office=&queryString=EN_TI%3A%28moving+bolster%29&prevFilter=&sortOption=Relevance&maxRec=26)
- [31] Přednáška 9 Schodiště, rampy, žebříky, výtahy. *Fakulta stavební* [online]. [cit. 2017-08-06]. Dostupné z: [http://www.fce.vutbr.cz/PST/kolar.r/files/BH02\\_prednaska\\_09\\_2014\\_STUDENTI.pdf](http://www.fce.vutbr.cz/PST/kolar.r/files/BH02_prednaska_09_2014_STUDENTI.pdf)
- [32] Statické zatížení ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2017-09-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selection-of-bearing-size/load-ratings-and-life/static-bearing-loads/index.html>

- [33] Kontrola statické únosnosti. *SKF* [online]. [cit. 2017-09-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/static-load-carrying-capacity/checking-the-static-load-carrying-capacity/index.html>
- [34] Únosnosti. *SKF* [online]. [cit. 2017-09-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/bearing-life/load-ratings/index.html>
- [35] MYNÁŘ, Břetislav; POKORNÝ, Přemysl. *Dopravní a manipulační zařízení*, elektronická skripta VUT v Brně, 2002. 21 s. [cit 2017-09-03]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-priklady.pdf>
- [36] G1000. *NORD* [online]. [cit. 2017-09-04]. Dostupné z: [https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000\\_IE2\\_CZ\\_0713.pdf](https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_IE2_CZ_0713.pdf)
- [37] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [38] Jak to funguje? *Bateria Slaný CZ* [online]. [cit. 2017-10-04]. Dostupné z: <http://www.bateria.cz/stranky3/zabava--pouceni/jak-to-funguje-.htm>
- [39] *Battery University* [online]. [cit. 2017-10-04]. Dostupné z: <http://batteryuniversity.com/>
- [40] Konfigurator produktu. *NORD* [online]. [cit. 2017-10-07]. Dostupné z: <https://www.nord.com/>
- [41] Energetické řetězy. *CNCshop* [online]. [cit. 2017-10-11]. Dostupné z: [http://www.cncshop.cz/energeticke-retezy\\_c](http://www.cncshop.cz/energeticke-retezy_c)
- [42] Contactless power supply. *VAHLE* [online]. [cit. 2017-10-11]. Dostupné z: [https://www.vahleinc.com/docs/catalogs/Contactless\\_Power\\_Supply.pdf](https://www.vahleinc.com/docs/catalogs/Contactless_Power_Supply.pdf)
- [43] Charging contacts. *VAHLE* [online]. [cit. 2017-10-21]. Dostupné z: [https://vahle.com/fileadmin/user\\_upload/pdf/Kataloge/englisch/Cat\\_10a\\_en\\_Battery\\_charging\\_systems.pdf](https://vahle.com/fileadmin/user_upload/pdf/Kataloge/englisch/Cat_10a_en_Battery_charging_systems.pdf)

- [44] Backflash free jaw couplings. *ROBOTEK* [online]. [cit. 2017-10-21]. Dostupné z: [http://www.robotek.com.tr/upload/dosyalar/KTR\\_Rotex\\_GS\\_kaplin.pdf](http://www.robotek.com.tr/upload/dosyalar/KTR_Rotex_GS_kaplin.pdf)
- [45] ROTEX GS. *BRAMMER* [online]. [cit. 2017-10-21]. Dostupné z: <http://at.brammer.biz/product/743591/name/ROTEX-GS14-AL-92SH-1-1-1-1-BEIDSEITIG-BOHRUNG-10H7-KTR-KUPPLUNG>
- [46] Nabíječ trakčních baterií HFR48. *EPRONA* [online]. [cit. 2017-10-22]. Dostupné z: <http://www.eprona.cz/index.php/2016-07-25-07-13-30/2016-07-25-07-57-39/nabijec-trakcnich-baterii-hfr48#>
- [47] Bateriový balancér Victron Energy. *Neosolar* [online]. [cit. 2017-10-22]. Dostupné z: <https://eshop.neosolar.cz/bateriovy-balancer-victron-energy>
- [48] Umformtechnik ERFURT: Katalog firmy ERFURT.
- [49] Spherical roller bearings. *SKF* [online]. [cit. 2017-10-22]. Dostupné z: [1] <http://www.skf.com/uk/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=BS2-2216-2RS/VT143> Výrobní katalog přímočarých motorů.
- [50] *HydrauliCS* [online]. [cit. 2017-10-25]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/system/pdf\\_czs/1/original/vyrobni\\_katalog\\_primocaryc\\_h\\_hydromotoru\\_CZ\\_2012.pdf?1358944317](http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/1/original/vyrobni_katalog_primocaryc_h_hydromotoru_CZ_2012.pdf?1358944317)
- [51] Děliče průtoku DP. *Jihostroj* [online]. [cit. 2017-10-25]. Dostupné z: [http://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/katalogy\\_2015/DP-Katalog%20d%C4%9Bli%C4%8D%C5%AF%20pr%C5%AFtoku\\_v2.0.pdf](http://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/katalogy_2015/DP-Katalog%20d%C4%9Bli%C4%8D%C5%AF%20pr%C5%AFtoku_v2.0.pdf)
- [52] UNIDRIVE H Series. *Elife International* [online]. [cit. 2017-10-27]. Dostupné z: [http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/04/UNIDRIVE\\_H\\_Series\\_RevB.pdf](http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/04/UNIDRIVE_H_Series_RevB.pdf)
- [53] Induktivní senzor IGS232. *IFM* [online]. [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/IGS232>
- [54] Zubová čerpadla Q2. *Jihostroj* [online]. [cit. 2017-10-31]. Dostupné z: [http://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/katalogy\\_2015\\_2/cz/Q2-Katalog%20zubovzch%20uerpadel\\_v1.0\\_NZ.pdf](http://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/katalogy_2015_2/cz/Q2-Katalog%20zubovzch%20uerpadel_v1.0_NZ.pdf)

- [55] Service manual. *Jihostroj* [online]. [cit. 2017-10-31]. Dostupné z: <http://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/pdf/Service%20manual%20-%20Q%202014.pdf>
- [56] Drive Configurator. *SEW Eurodrive* [online]. [cit. 2017-10-31]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/>
- [57] Solární baterie. *Neosolar* [online]. [cit. 2017-11-02]. Dostupné z: <https://eshop.neosolar.cz/solarni-baterie-victron-energy-gel-165ah>
- [58] Produccion equipment. *SCHULER* [online]. [cit. 2017-11-02]. Dostupné z: [https://www.schulergroup.com/major/us/technologien/produkte/presswerkplanu ng\\_produkionsanlagen/index.html](https://www.schulergroup.com/major/us/technologien/produkte/presswerkplanu ng_produkionsanlagen/index.html)
- [59] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Transportní zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
- [60] ACS GEN6. *Inmotion* [online]. [cit. 2017-11-06]. Dostupné z: <http://en.evs-inmotion.com/products/acs/>
- [61] Drives for hybrid and electric vehicles. *Parker* [online]. [cit. 2017-11-06]. Dostupné z: [http://www.parker.com/Literature/Electromechanical%20Europe/Literature/192\\_300107\\_Mobile\\_drive\\_catalogue.pdf](http://www.parker.com/Literature/Electromechanical%20Europe/Literature/192_300107_Mobile_drive_catalogue.pdf)
- [62] Nabíječka baterií Skylla-i 24V/80A (3). *Neosolar* [online]. [cit. 2017-12-18]. Dostupné z: <https://eshop.neosolar.cz/nabijecka-baterii-skylla-i-24v-80a-3>
- [63] Sledovač stavu BMV 702. *Neosolar* [online]. [cit. 2017-12-18]. Dostupné z: <https://eshop.neosolar.cz/sledovac-stavu-bmv-702>
- [64] Šroubovací otočné body VRS/VRS-F. *TEDOX* [online]. [cit. 2017-12-30]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/vrs-vrs-f>
- [65] Plechy za slitin hliníku protiskluzové - slzičkové. *ALMS BRNO* [online]. [cit. 2018-01-06]. Dostupné z: <http://www.alms-brno.cz/kategorie/7-plechy-za-slitin-hliniku-protiskluzove-slzickove/>
- [66] Protiskluzové hliníkové plechy. *ALCOM ALVAL* [online]. [cit. 2018-01-06]. Dostupné z: <http://www.hlinik.cz/protiskluzove-hlinikove-plechy>



- [67] T Track moving bolster. *YOUTUBE* [online]. [cit. 2018-01-14]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=xyUkpXZyb9E>
- [68] FAGOR. *Direct Industry* [online]. [cit. 2018-01-14]. Dostupné z: <http://trends.directindustry.com/fagor-arrasate-scoop/project-68673-133220.html>
- [69] Cable duct. *PHOENIX CONTACT* [online]. [cit. 2018-01-20]. Dostupné z: <https://www.phoenixcontact.com/online/portal/us?uri=pxc-oc-itemdetail:pid=3240205>
- [70] Directional control valves. *Parker* [online]. [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Valve%20Division/hydraulicvalve/Catalog%20sections%20for%20websphere/Industrial%20Directional%20Control/D1VW.pdf>
- [71] Tření. *PKservis* [online]. [cit. 2018-03-10]. Dostupné z: [https://www.pkservis.com/data/web/skf/6000\\_CS\\_00\\_04\\_T%C5%99en%C3%AD.pdf](https://www.pkservis.com/data/web/skf/6000_CS_00_04_T%C5%99en%C3%AD.pdf)
- [72] *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [73] Svarové spoje. *MITCalc* [online]. [cit. 2018-03-12]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/welding/help/cz/welding.htm>
- [74] Skladový sortiment ocelových plechů. *KARLA* [online]. [cit. 2018-03-12]. Dostupné z: <http://www.karla.cz/category.php?seo=ocelove-plechy-sklad&id=46&CheckCookies>
- [75] Induktivní senzor IIS269. *IFM* [online]. [cit. 2018-01-07]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/IIS269>
- [76] Nomogramy součinitelů koncentrace napětí. *FME VUTBR* [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/texty/p19.pdf>
- [77] ČSN 21 0001 Tvářecí stroje. Všeobecné technické požadavky. 1996.
- [78] ČSN ISO 3864 (018010). Bezpečnostní barvy a bezpečnostní značky. 1995.

- [79] BLECHA, Petr. Management technických rizik u výrobních strojů. *VUTIMUM* [online]. [cit. 2018-03-27]. Dostupné z: <http://www.vutium.vutbr.cz/tituly/pdf/ukazka/978-80-214-4062-3.pdf>
- [80] ČSN EN ISO 12100 (833001). Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci - Posouzení rizika a snižování rizika. 2011

## 13 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

### 13.1 Seznam obrázků

Obr. 1) Příklady částí karoserie auta, vyrobených technologií tváření .....	17
Obr. 2) Příklady výlisků z karosářských lisů a linek a jejich potřebné celkové tvářecí síly ...	19
Obr. 3) Tandemová linka s vyjížděcím stolem společnosti FAGOR .....	20
Obr. 4) Transferový lis s vyjížděcím stolem společnosti AIDA .....	20
Obr. 5) Typy upínek .....	23
Obr. 6) Příklad magnetických upínek .....	23
Obr. 7) Závěsné konzoly s podporou (vlevo) a bez podpory (vpravo) .....	24
Obr. 8) Příklady valivých zvedacích lišt .....	24
Obr. 9) Princip užití zvedacích lišt a přidavných konzol .....	24
Obr. 10) Princip PPS mechanismu (vlevo), PPS systém vedle stolu (vpravo) .....	25
Obr. 11) Elektricky poháněný vozík s PPS výbavou firmy SERAPID (vlevo) a mobilní vozík se 2 stanicemi pro 2 nástroje, vedený po kolejnicích (vpravo) .....	26
Obr. 12) Schéma procesu výměny v případě 1 vozíku a 1 platformy .....	26
Obr. 13) Schéma procesu výměny v případě 2 platforem na 1 vozíku .....	27
Obr. 14) Schéma procesu výměny v případě 2 vozíků každý s 1 platformou (T-systém) .....	27
Obr. 15) Schéma procesu výměny užitím systému Domino .....	28
Obr. 16) T-stůl firmy ATLAS TECHNOLOGIES .....	28
Obr. 17) Uspořádání Side-to side resp. left-right .....	30
Obr. 18) Uspořádání front-to-back .....	30
Obr. 19) Vyjížděcí stůl firmy SCHULER .....	33
Obr. 20) Vyjížděcí stůl firmy LITOSTROJ RAVNE .....	34
Obr. 21) Vyjížděcí stůl firmy PRESTON MAKINA .....	34
Obr. 22) Vyjížděcí stůl firmy FAGOR .....	35
Obr. 23) Příklad energetického řetězu .....	35
Obr. 24) Princip napájení pomocí CPS .....	37
Obr. 25) Kinematika vyjížděcího stolu .....	40
Obr. 26) Schématický model přičení dle ČSN 73 0035 .....	42
Obr. 27) Ilustrativní obrázek zatížení hřídele a reakcí v ložiskách A, B .....	43
Obr. 28) Rozměry zvoleného ložiska BS2-2216-2RS/VT143 .....	47
Obr. 29) Působení sil při válení kola .....	49
Obr. 30) PSM Motor PSFBL72 24V 1,5kW s brzdou firmy Metalrota .....	51
Obr. 31) Převodovka SK 4382VX-IEC71 firmy NORD .....	52
Obr. 32) Zjednodušené schéma napájení PMS motorů .....	54
Obr. 33) Baterie 12V s kapacitou 165 Ah od firmy Victron Energy .....	56
Obr. 34) Schéma nabíjení baterií .....	57
Obr. 35) Kolektor proudu firmy VAHLE .....	57
Obr. 36) Balancér baterií (vlevo) a sledovač stavu baterií (vpravo) .....	59
Obr. 37) Driver H-series firmy Elife International .....	59
Obr. 38) Ilustrativní obrázek spojky ROTEX GS se 2 svěrnými náboji a drážkou pro pero	61
Obr. 39) Rozměry pera a schéma působení sil, resp. tlaků na náboj a hřídel kola .....	62
Obr. 40) Požadované rozměry pera pro hřídel o průměru 95 mm .....	62
Obr. 41) Indukční snímač IGS232 firmy IFM .....	63

Obr. 42 Všeobecné rozměry T-drážky (vlevo) [77], Konkrétní rozměry pro sílu lisu 14 000 kN (vpravo) .....	65
Obr. 43) Model zatížení vyjížděcího stolu v programu ANSYS.....	66
Obr. 44) Zavazbení vyjížděcího stolu v programu ANSYS .....	67
Obr. 45) Grafické zobrazení deformace stolu - 220 mm tloušťka upínací desky, 20 mm tloušťka žeber .....	68
Obr. 46) Grafické zobrazení Von-Misesova napětí stolu - 220 mm tloušťka upínací desky, 20 mm tloušťka žeber .....	69
Obr. 47) Manipulační oko řady VRS-F firmy RUD .....	69
Obr. 48) Tabulka nosností ok VRS pro konkrétní typ vázání .....	70
Obr. 49) Srovnání velikostí ok VRS a DIN 580 o podobných nosnostech .....	70
Obr. 50) Přímochař hydromotor typu MF4 firmy Hydraulics .....	72
Obr. 51) Uložení hydromotoru s redukovanou délkou $I_r$ dle Eulera .....	73
Obr. 52) Ilustrativní obrázek čerpadla řady Q2 firmy Jihostroj .....	75
Obr. 53) Výkonová charakteristika čerpadla Q2 51 .....	75
Obr. 54) Vybraný motor DRN200L4 (vlevo) a měnič frekvence MOVITRAC (vpravo) od firmy SEW Eurodrive .....	76
Obr. 55) Vybávený dělič DPVT3 firmy Jihostroj (vlevo) a jeho hydraulické schéma (vpravo).....	78
Obr. 56) Průtoková charakteristika děliče DPVT3 velikosti 25 firmy Jihostroj .....	79
Obr. 57) Elektromagneticky ovládaný rozvaděč D1VW001CN firmy Parker .....	80
Obr. 58) Schéma zapojení hydraulických komponent pro zvedání kolejí.....	80
Obr. 59) Uložení pojezdového kola.....	81
Obr. 60) Drážky pro středící pero na spodní straně stolu .....	82
Obr. 61) Upínací tyče s osazením pro fixaci stolu .....	82
Obr. 62) Schody vyjížděcího stolu (vlevo) a pohled na montáž schodů (vpravo) .....	83
Obr. 63) Spodní strana vyjížděcího stolu s pohledem na otvor pro spodní přídržovač.....	84
Obr. 64) Rozložení T-drážek a děr pro přídržovací kolíky na upínací desce stolu .....	84
Obr. 65) Rozložení terčů na kolejišti.....	85
Obr. 66) Umístění snímače na stole k detekci terčů na podlaze.....	85
Obr. 67) Umístění koncových dorazů v kolejišti.....	86
Obr. 68) Umístění manipulačního ok na upínací desce vyjížděcího stolu .....	86
Obr. 69) Kolej a kolejnice pro montáž kolejiště vyjížděcího stolu .....	87
Obr. 70) Umístění hydraulických válců v kolejišti určených ke zvedání stolu (vlevo) a detail válce (vpravo).....	87
Obr. 71) Schéma polohy kol a válce pro pojezd ve směru A .....	88
Obr. 72) Schéma polohy kol a válce pro pojezd ve směru B .....	88
Obr. 73) Umístění komponentů určených k nabíjení .....	89
Obr. 74) Žebrované kabelové koryto .....	89
Obr. 75) Dispozice pracoviště .....	90
Obr. 76) Ilustrativní obrázek zatížení hřídele a reakcí v ložiskách A, B.....	92
Obr. 77) Rozměry pera pro hřídel o průměru 95 mm.....	98
Obr. 78) Náčrtek hřídele s potřebnými rozměry pro výpočet napětí .....	100
Obr. 79) Náčrtek hřídele s vyznačením nebezpečných průřezů .....	101
Obr. 80) Průběh ohybové a kroutícího momentu v průřezu po celé délce hřídele .....	101
Obr. 81) Síť 20 mm prvků vyjížděcího stolu v programu ANSYS .....	108
Obr. 82) Deformace stolu při užití největší velikosti nástroje.....	108
Obr. 83) Napětí stolu při užití největší velikosti nástroje.....	109

Obr. 84) Zatížení stolu v případě užití menšího nástroje.....	110
Obr. 85) Deformace stolu při užití menšího nástroje.....	110
Obr. 86) Napětí stolu při užití menšího nástroje.....	111
Obr. 87) Schéma namáhání svarů plechů k uložení kol ve směru A (vlevo) a ve směru B (vpravo).....	112
Obr. 88) Místa na stole s bezpečnostním značením.....	115
Obr. 89) Krycí děrované plechy motorů.....	116
Obr. 90) Krycí boxy baterií.....	116
Obr. 91) Graf pro odhad rizika.....	117
Obr. 92) Místa významných nebezpečí - vyjížděcí stůl.....	119
Obr. 92) Místa významných nebezpečí - kolejiště.....	119

### 13.2 Seznam tabulek

Tab. 1) Srovnání manuálních a automatických tandemových linek s transferovými lisy .....	21
Tab. 2) Srovnání výhod a nevýhod elektrického pohonu .....	31
Tab. 3) Srovnání výhod a nevýhod hydraulického pohonu .....	32
Tab. 4) Srovnání výhod a nevýhod pneumatického pohonu .....	33
Tab. 5) Zadané parametry .....	39
Tab. 6) Výběr parametrů zvoleného ložiska BS2-2216-2RS/VT143 .....	47
Tab. 7) Základní parametry PSM motoru .....	51
Tab. 8) Základní parametry převodovky SK4382VX firmy NORD .....	52
Tab. 9) Vybrané typy použitelných akumulátorů .....	56
Tab. 10) Ceny kolektoru a základové desky .....	57
Tab. 11) Vybrané typy použitelných nabíjecích stanic.....	58
Tab. 12) Základní parametry nabíjecí stanice Skylla-i 24/80(3) firmy Victron Energy .....	58
Tab. 13) Základní parametry driveru H-2424-3-0 firmy Elife International .....	60
Tab. 14) Základní parametry spojky .....	61
Tab. 15) Rozměry pera a drážek dle ČSN 02 2562 pro hřídel o průměru 95 mm .....	61
Tab. 16) Základní parametry indukčního snímače IGS232 .....	64
Tab. 17) Základní parametry indukčního snímače IIS269.....	64
Tab. 18) Vybrané rozměry nedělených dutin pro dané rozměry upínací plochy.....	64
Tab. 19) Rozměry drážky pro drážku lis o síle 14 000 kN dle normy.....	65
Tab. 20) Shrnutí výsledků pevnostní analýzy pomocí MKP .....	68
Tab. 21) Základní parametry vybraného motoru MF4 .....	72
Tab. 22) Základní parametry vybraného čerpadla Q2 51 .....	74
Tab. 23) Základní parametry vybraného čerpadlového motoru DRN200L4/FE/TF firmy SEW Eurodrive .....	76
Tab. 24) Základní parametry vybraného frekvenčního měniče MC07B0300-503-4-00 firmy SEW Eurodrive.....	76
Tab. 25) Základní parametry vybraného děliče průtoku DPVT 3 velikost 12 firmy Jihostroj .....	78
Tab. 26) Vybrané typy protiskluzových plechů.....	83
Tab. 27) Hmotnosti hlavních součástí stolu.....	91
Tab. 28) Výběr významných nebezpečí.....	118
Tab. 29) Ceny nakupovaných komponent .....	121



## 14 SEZNAM PŘÍLOH

Číslo přílohy	Název přílohy
P1	Formuláře pro odhad zbytkových rizik - 9 stran
P2	Technický list PSM motoru
P3	Nabídka na PSM motor
P4	Základní rozměry PSM motoru
P5	Nabídka driveru PSM motoru
P6	Parametry děliče průtoku
P7	Parametry čerpadla
P8	Nabídka na hydraulický válec
P9	Parametry snímače IGS232- 2 strany
P10	Parametry snímače IIS269 - 2 strany
P11	Parametry převodovky s adaptérem
P12	Základní rozměry převodovky
P13	Nabídka na základovou desku a kolektor proudu
P14	Parametry soudečkového ložiska

Označení výkresu	Název výkresu
DP.152966	Dispozice_pracoviště
DP.152966.02	Kolejiště
DP.152966.01	Vyjížděcí_stůl
DP.152966.01.01	Vyjížděcí_stůl_obrobek
DP.152966.01.01.01	Vyjížděcí_stůl_svarek
DP.152966.01.42	Hřídel_hnaný_krátký
DP.152966.02.03	Koleje_svarek_kratší_díl_1
+ SEZNAMY POLOŽEK	

<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjízďecí stůl	
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018	
<b>Číslo nebezpečí:</b> 1.1	<b>Identifikační číslo:</b> 1	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí říznutí			
<b>Životní etapa stroje:</b> Montáž/Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Pracovní prostor stolu			
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha nebo seřizovací/servisní technik, montážní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim			
<b>Popis nebezpečné události:</b> <i>Nebezpečí říznutí od ostrých hran</i>					
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - Těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>11</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - velká</b>			
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>					
<b>Popis opatření:</b> Ostré hrany a rohy jsou zkoseny, popř. zaobleny.					
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - Těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>9</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>			
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>					
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření.					
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - Těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>9</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>			
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>					
<b>Popis opatření:</b> „Osoby pohybující se v blízkosti stolu a manipulující s jeho částmi jsou povinny používat ochranné pomůcky“.					
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>3</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>			



<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjížděcí stůl	
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018	
<b>Číslo nebezpečí:</b> 1.2	<b>Identifikační číslo:</b> 2	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí vtáhnutí			
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Pracovní prostor stolu			
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha nebo seřizovací/servisní technik		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim			
<b>Popis nebezpečné události:</b> <i>Nebezpečí vtáhnutí části těla od rotujících součástí stolu (hřídele, spojky, pojezdová kola)</i>					
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - Smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>13</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - zřídka až častěji</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>			
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>					
<b>Popis opatření:</b> Okolo rotujících součástí namontovány děrované či jiné krycí plechy k zamezení přímému přístupu osoby.					
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>7</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - zřídka až častěji</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>			
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>					
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření.					
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>7</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - zřídka až častěji</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>			
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>					
<b>Popis opatření:</b> Použití vhodného nevklájecího oděvu, vhodná úprava vlasů.					
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>0</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - zřídka až častěji</b>			
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>			
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>			

<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjízďecí stůl
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018
<b>Číslo nebezpečí:</b> 1.3	<b>Identifikační číslo:</b> 3	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí pádu/zakopnutí		
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Prostor kolejiště		
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha nebo seřizovací/servisní technik, montážní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim		
<b>Popis nebezpečné události:</b> <i>Nebezpečí pádu či zakopnutí v kolejišti u otvoru pro hydraulický válec</i>				
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - Smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>16</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>				
<b>Popis opatření:</b> Otvory okolo válců zmenšeny použitím krycích plechů				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - Těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>9</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>				
<b>Popis opatření:</b> Snímání koncových poloh hydraulických válců. V případě, kdy je stůl zastaven, válce se vysunou do horní koncové polohy a zakryjí tedy nebezpečný otvor.				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>3</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>				
<b>Popis opatření:</b> V blízkosti válců bude nálepka s výstražnou informací upozorňující na nebezpečí pádu.				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>2</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - nízká</b>		

<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjízďecí stůl
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018
<b>Číslo nebezpečí:</b> 1.4	<b>Identifikační číslo:</b> 4	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí skřípnutí/stlačení		
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Pracovní prostor stolu a kolejiště		
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha, montážní nebo servisní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim		
<b>Popis nebezpečné události:</b> <i>Nebezpečí skřípnutí či stlačení části těla vlivem náhlého klesnutí stolu</i>				
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>16</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>				
<b>Popis opatření:</b> Hydraulický obvod bude vybaven hydraulickým 4-cestným 3-polohovým rozvaděčem s uzavřením cest v mezipoloze. Slouží jako hydraulický zámek při přerušení přívodu elektrické energie.				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - Těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>8</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>		
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>				
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření.				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - Těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>8</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>		
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>				
<b>Popis opatření:</b> „Osoby pohybující se v blízkosti stolu jsou povinny používat ochranné pomůcky“.				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - Lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>2</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>		

<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjížděcí stůl
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018
<b>Číslo nebezpečí:</b> 1.5	<b>Identifikační číslo:</b> 5	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí stlačení		
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Pracovní prostor stolu a kolejiště		
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha, montážní nebo servisní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim		
<b>Popis nebezpečné události:</b> <i>Nebezpečí stlačení části těla mezi stůl a koncový doraz</i>				
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>16</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>				
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>16</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>				
<b>Popis opatření:</b> Stůl opatřen bezpečnostním žluto-černým značením				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>10</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - nízká</b>		
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>				
<b>Popis opatření:</b> V blízkosti koncových dorazů na kolejišti bude nálepka s informací upozorňující na nebezpečí. Upozornění bude v návodu k použití: „V případě pohybu stolu eliminovat pobyt osoby mezi koncovými dorazy a pohybujícím se stolem.“				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - Lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>2</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - nízká</b>		

<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjížděcí stůl
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018
<b>Číslo nebezpečí:</b> 1.6	<b>Identifikační číslo:</b> 6	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí pádu/zakopnutí		
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Prostor kolejiště		
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha, montážní nebo servisní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim		
<b>Popis nebezpečné události:</b> <i>Nebezpečí pádu či zakopnutí v kolejišti o koncový doraz</i>				
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - Smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>16</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>				
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - Smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>16</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>				
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - Smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>16</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>				
<b>Popis opatření:</b> V blízkosti koncových dorazů bude nálepka s výstražnou informací upozorňující na nebezpečí pádu.				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>3</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		

<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjížděcí stůl
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018
<b>Číslo nebezpečí:</b> 3.1	<b>Identifikační číslo:</b> 7	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí popálení		
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Prostor okolo motorů		
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha, montážní nebo servisní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim		
<b>Popis nebezpečné události:</b> <i>Nebezpečí popálení při kontaktu s motorem či jeho okolím</i>				
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>10</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - Často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>				
<b>Popis opatření:</b> Okolo motorů namontovány děrované plechové kryty zamezující přímému přístupu k teplejším částem okolo motorů.				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>1</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - zřídka až často</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>				
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>1</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - Zřídka až často</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>				
<b>Popis opatření:</b> „Osoby pohybující se v blízkosti stolu jsou povinny používat ochranné pomůcky“.				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - Lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>0</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - Zřídka až často</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E1 - možné</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>		

<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjížděcí stůl
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018
<b>Číslo nebezpečí:</b> 3.2	<b>Identifikační číslo:</b> 8	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí popálení		
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Prostor baterií		
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha, montážní nebo servisní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim		
<b>Popis nebezpečné události:</b> Nebezpečí popálení při kontaktu s baterií či jejím okolím				
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>7</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - Zřídka až často</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>				
<b>Popis opatření:</b> Baterie uloženy v boxu svařeného z děrovaných plechů, zamezujících přímému kontaktu osoby s baterií.				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>1</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - Zřídka až často</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>				
<b>Popis opatření:</b> Bez opatření				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>1</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - Zřídka až často</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W2 - střední</b>		
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>				
<b>Popis opatření:</b> „Osoby pohybující se v blízkosti stolu jsou povinny používat ochranné pomůcky“.				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - Lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>0</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A1 - Zřídka až často</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>		



<b>VUT V BRNĚ FSI ÚVSSR</b>		<b>FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA</b>		<b>Stroj:</b> Vyjízďecí stůl
		<b>Zpracoval:</b> Lukáš Novotný		<b>Datum:</b> 27.4.2018
<b>Číslo nebezpečí:</b> 2.1	<b>Identifikační číslo:</b> 9	<b>Označení nebezpečí:</b> Nebezpečí úrazu elektrickým proudem		
<b>Životní etapa stroje:</b> Používání		<b>Nebezpečný prostor:</b> Prostor baterií		
<b>Ohrožené osoby:</b> Obsluha, montážní nebo servisní dělník		<b>Provozní stav stroje:</b> Výrobní, seřizovací, servisní režim		
<b>Popis nebezpečné události:</b> Nebezpečí dotyku osob s vodivými částmi, které jsou pod napětím a proudem (baterie)				
<b>POČÁTEČNÍ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S3 - smrt</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>17</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 1: Opatření zabudovaná v konstrukci</b>				
<b>Popis opatření:</b> Stůl je poháněn pomocí stejnosměrného proudu z baterií s napětím 24V.				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>11</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W3 - vysoká</b>		
<b>KROK 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření</b>				
<b>Popis opatření:</b> Baterie uloženy v boxu svařeného z děrovaných plechů, zamezujících přímému kontaktu osoby s baterií.				
<b>SNÍŽENÉ RIZIKO PO OPATŘENÍ</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S2 - těžké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>9</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malá</b>		
<b>KROK 3: Informace pro používání</b>				
<b>Popis opatření:</b> Všechny osoby budou seznámeny s vyhláškou č.50/1978 Sb. Českého úřadu bezpečnosti práce o odborné způsobilosti v elektrotechnice.				
<b>ZBYTKOVÉ RIZIKO</b>	Závažnost možné škody na zdraví	<b>S1 - Lehké zranění</b>	<b>Velikost rizika:</b>  <b>3</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení	<b>A2 - často až trvale</b>		
	Možnost vyvarování se nebezpečí	<b>E2 - možné za určitých podmínek</b>		
	Pravděpodobnost výskytu nebezpečné události	<b>W1 - malé</b>		





## **metalrota s.r.l**

Via Bulgaria 46 – 41100 MODENA (ITALY)

Tel. (059) 315204 – Fax (059) 450439

URL: <http://www.metalrota.it/>

E-mail : [info@metalrota.it](mailto:info@metalrota.it)

### **PSFBL72 24V TECHNICAL DATASHEET**

Rated speed	2000 rpm
Nominal Power	1500 W s2 60'
Nominal Torque	7.25 Nm
Nominal Current	67A rms
I Battery	73 A
Vi 2000 rpm on load	15.53 V rms
Max Torque at 1500 rpm	16.8 Nm S25'
Max Current	135 A. S2 5'
Peak Torque	20.1 Nm S2 1'
Peak Current	162 A rms S2 1'
N° Poles	6
Connection	Y
Ke	7.5v/1000 rpm 0.071 V/(rad/s)
Kt	0.124 Nm/A
line to line resistance	0.019 Ohm
line to line inductance	0.071 mH
Thermal constant	S2 60
Thermal threshold	KTY84/130
Feedback type	Sin/Cos
Stator	103.5x70x60 -36C
Neodimium magnets	1.2 T.



## VYSTAVENÁ NABÍDKA

**NV173494**

### DODAVATEL:

**RAVEO s.r.o.**  
Tř. Tomáše Bati 1851  
765 02 Otrokovice  
Česká republika

### KONTAKTNÍ OSOBA:

Jméno: **Mynařík Roman Ing.**  
Mobil: **+420 777 756 343**  
E-mail: **roman.mynarik@raveo.cz**

### DATUM:

Datum vystavení: **10.11.2017**  
Platnost do: **9.12.2017**

### ODBĚRATEL:

**Lukáš Novotný**

### DODACÍ ADRESA:

Označení	Popis	Počet	M.J.	Cena za M.J.	DPH %	Cena celkem
PSFBL72 24V B5-BN71 1.5 kW brake		2	ks	20 671,00 CZK	0,00	41 342,00 CZK

Synchronní bezkartáčový PMS motor  
 - 6-pólový  
 - výkon: 1500 W (S2 60')  
 - jmenovitá rychlost: 2000 ot/min  
 - napětí: 3x17 Vrms  
 - napájení: 24 VDC z baterie  
 - jmenovitý moment: 7,25 N.m  
 - jmenovitý proud: 67 Arms  
 - proudový odběr z baterie: 73 A  
 - max. moment při 1500 ot/min: 16,8 N.m (S2 5')  
 - max. proud: 135 A (S2 5')  
 - špičkový moment: 20,1 N.m (S2 1')  
 - špičkový proud: 162 Arms (S2 1')  
 - napěťová konstanta  $K_e$ : 7,5V/1000 ot/min  
 - momentová konstanta  $K_t$ : 0,124 N.m/A  
 - příruba: IEC 71B5  
 - zpětná vazba: 2-pólový resolver  
 - 12 pinový konektor M23  
 - teplotní ochrana: KTY84/130  
 - elektromagnetická brzda 10 N.m, 24 VDC

Výrobce: Metalrota s.r.l.

Tato nabídka se řídí všeobecnými obchodními podmínkami společnosti RAVEO s.r.o. ([www.raveo.cz/obchodni-podminky](http://www.raveo.cz/obchodni-podminky)).

Vypracoval: Mynařík Roman Ing., mob: +420 777 756 343

1



RAVEO s.r.o.  
Tř. Tomáše Bati 1851  
765 02 Otrokovice  
Česká republika

tel/fax: +420 577 663 875  
[www.raveo.cz](http://www.raveo.cz)  
[info@raveo.cz](mailto:info@raveo.cz)

IČ: 29194156  
DIČ/VAT: CZ29194156  
OR KS Brno, oddíl C,  
vložka 84674

CSOB: 253363306/0300  
CITFIN:  
IBAN: CZ65 2060 0000 0000 0102 7539  
SWIFT: CITFCZPPXXX

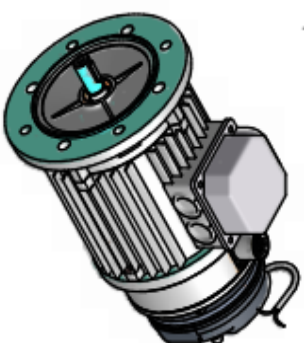
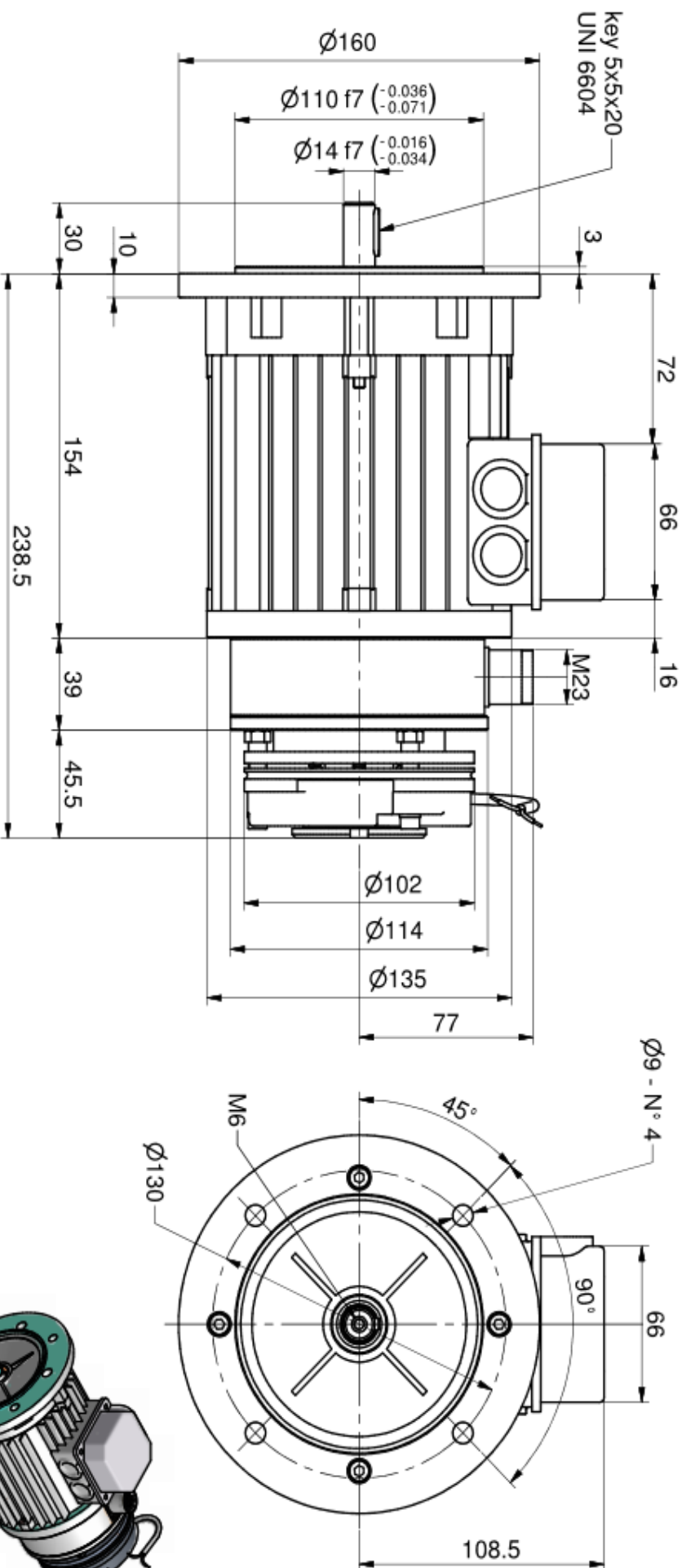




# PMS BRUSHLESS MOTOR

**Type:**

**B5-BN71**



### Electromagnetic brake torque

10Nm

**Optionals:**

Weight

## Coppia freno elettromagnetico

Peso



## VYSTAVENÁ NABÍDKA

NV173915

### DODAVATEL:

**RAVEO s.r.o.**  
Tř. Tomáše Bati 1851  
765 02 Otrokovice  
Česká republika

### KONTAKTNÍ OSOBA:

Jméno: **Zapletal Aleš Ing.**  
Mobil: **00420 724 242 103**  
E-mail: **ales.zapletal@raveo.cz**

### DATUM:

Datum vystavení: **22.11.2017**  
Platnost do: **21.12.2017**

### ODBĚRATEL:

**Lukáš Novotný**

### DODACÍ ADRESA:

Označení	Popis	Počet	M.J.	Cena za M.J.	DPH %	Cena celkem
H2424-3-0		1	ks	17 485,00 CZK	0,00	17 485,00 CZK

Univerzální řídicí jednotka H2424  
- objednací kód: 1-01-0006-00  
- podpora rychlostního a momentového ovládání  
- určeno pro bezkartáčové synchronní motory  
- rozsah pracovního napětí (min~max): 18~32 V DC  
- jmenovité pracovní napětí: 24 V DC  
- maximální proud na fázi: 150 A rms  
- maximální výkon: 3 kW [3]  
- PWM frekvence: 6103 Hz  
- napětí na svorkách DI: do 36 VDC  
- proud na svorkách DI: 1,0 mA při 24 VDC  
- napětí na svorkách DO: 6~30 VDC  
- proud na svorkách DO: do 250 mA  
- napěťový výstup (pro brzdu/relé): 6~30 VDC  
- proudový výstup (pro brzdu/relé): do 2 A  
- rozsah napěťové analogové regulace 0~10 V DC  
- zpětná vazba: resolver [0]  
- třída krytí: IP30  
- vnější rozměry: 144x100x56 mm  
- hmotnost: 1,1 kg

Výrobce: Elife International s.r.l.

Tato nabídka se řídí všeobecnými obchodními podmínkami společnosti RAVEO s.r.o. ([www.raveo.cz/obchodni-podminky](http://www.raveo.cz/obchodni-podminky)).

Vypracoval: Zapletal Aleš Ing., mob: 00420 724 242 103

1



RAVEO s.r.o.  
tř. Tomáše Bati 1851  
765 02 Otrokovice  
Česká republika

tel/fax: +420 577 663 875  
[www.raveo.cz](http://www.raveo.cz)  
[info@raveo.cz](mailto:info@raveo.cz)

IČ: 29194156  
DIČ/VAT: CZ29194156  
OR KS Brno, oddíl C,  
vložka 64674

ČSOB: 253353306/0300  
CITFIN:  
IBAN: CZ85 2060 0000 0000 0102 7539  
SWIFT: CITFCZPPXXX



## DPVT3

Parametry jmenovité velikosti		Ozn.	Jedn.	DPVT3 6	DPVT3 8	DPVT3 12	DPVT3 16	DPVT3 20	DPVT3 25	DPVT3 31
Jmenovitý geometrický objem		$V_g$	[cm <sup>3</sup> ]	6	8	12	16	20	25	31
Otáčky	pracovní	$n_n$	[min <sup>-1</sup> ]	1500 až 3800		1200 až 3200		1000 až 3000		800 až 2800
	minimální	$n_{min}$	[min <sup>-1</sup> ]	500		500		500		450
	maximální	$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	4000		3500		3300		3100
Průtok sekcí	pracovní	$Q_n$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	9 - 22,8	12 - 30,4	14,4 - 38,4	19,2 - 51	20 - 60	25 - 75	24,8 - 86,8
	minimální	$Q_{min}$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	3	4	6	8	10	12,5	13,9
	maximální	$Q_{max}$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	24	32	42	56	66	82,5	96,1
Tlak na vstupu	maximální	$p_{1max}$	[bar]	230				220	190	170
	špičkový	$p_{1n}$	[bar]	250				240	210	190
Tlak na výstupu	maximální	$p_{2max}$	[bar]	280				240	210	190
	špičkový	$p_{2n}$	[bar]	300				260	230	210
Teplota oleje		$T_o$	[°C]	- 20 až + 80						
Teplota okolního prostředí		$T_p$	[°C]	- 20 až + 55						
Jmenovitá přesnost dělení 2 sekcí *		?	[%]	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5
Jmenovitá přesnost dělení více sekcí *		?	[%]	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5
Montážní plocha				Libovolná						

- \* - měřeno při otáčkách 2500 ot/min a jmenovitém tlakovém spádu 100 bar mezi sekcemi
- hodnoty parametrů platí při teplotě kapaliny 40°C a kinematické viskozitě  $(35 \pm 5) \cdot 10^{-6} [m^2 \cdot s^{-1}]$

Pozn.: V předchozích tabulkách jsou uvedeny pouze základní geometrické objemy ( $V_g$ ) děličů, další velikosti  $V_g$  existují v řadách DPVJ a DPVT3, které lze použít po konzultaci s výrobcem.

Všechny děliče průtoku jsou standardně osazeny diferenciálními přepouštěcími ventily v každé sekci, které jsou nastavitelné v rozsahu 30 až 180 bar tlakového spádu. (Základní nastavení dodávaného děliče průtoku je 50 bar).

Menší geometrické objemy v rozsahu od 10 do 16 cm<sup>3</sup>/ot. lze vyrábět až v 6-ti sekčním provedení. Je samozřejmě možné dodávat děliče i s lichým počtem sekcí, či s rozdílnými velikostmi geometrických objemů dle požadovaného poměru rozdělení výstupního průtoku kapaliny.

Pro jednodušší aplikace děličů lze dodávat i levnější variantu děličů bez přepouštěcích ventilů.

## TABULKA PARAMETRŮ

Parametry jmen. velikosti		Ozn.	Jedn.	Q2 10	Q2 13,5	Q2 17	Q2 22,5	Q2 27	Q2 34
Skutečný geom. objem		$V_g$	[cm <sup>3</sup> ]	10,14	13,76	17,39	22,46	27,53	34,05
Otáčky	jmenovité	$n_n$	[min <sup>-1</sup> ]	1500					
	minimální	$n_{min}$	[min <sup>-1</sup> ]	400		350			
	maximální	$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	3200	3200	3200	3200	3200	3000
Tlak na vstupu *	minimální	$p_{1min}$	[bar]	-0,3					
	maximální	$p_{1max}$	[bar]	0,5					
Tlak na výstupu **	max. trvalý	$p_{2n}$	[bar]	270	290	290	290	290	290
	maximální	$p_{2max}$	[bar]	290	310	310	310	310	310
	špičkový	$p_3$	[bar]	300	320	320	320	320	320
Jmenovitý výstupní průtok (min.) při $n_n$ a $p_{2n}$		$Q_n$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	14,1	19,2	24,2	31,3	38,4	47,5
Maximální průtok při $n_{max}$ a $p_{2max}$		$Q_{max}$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	31,9	43,4	54,8	70,8	86,8	100,6
Příkon - jmenovitý (max.) při $n_n$ a $p_{2n}$		$P_n$	[kW]	8,0	11,7	14,8	19,2	23,5	29,0
Maximální příkon při $n_{max}$ a $p_{2max}$		$P_{max}$	[kW]	18,4	26,7	33,8	43,7	53,5	62,1
Hmotnost		m	[Kg]						

Parametry jmen. velikosti		Ozn.	Jedn.	Q2 43	Q2 51	Q2 61	Q2 71	Q2 82	Q2 100
Skutečný geom. objem		$V_g$	[cm <sup>3</sup> ]	43,47	51,44	61,59	71,01	81,87	99,98
Otáčky	jmenovité	$n_n$	[min <sup>-1</sup> ]	1500					
	minimální	$n_{min}$	[min <sup>-1</sup> ]	350					
	maximální	$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	2500	2500	2000	1800	1800	1800
Tlak na vstupu *	minimální	$p_{1min}$	[bar]	-0,3					
	maximální	$p_{1max}$	[bar]	0,5					
Tlak na výstupu **	max. trvalý	$p_{2n}$	[bar]	280	270	250	230	200	180
	maximální	$p_{2max}$	[bar]	300	290	270	250	220	200
	špičkový	$p_3$	[bar]	310	300	280	260	230	210
Jmenovitý výstupní průtok (min.) při $n_n$ a $p_{2n}$		$Q_n$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	60,6	71,8	85,9	99,0	114,2	139,5
Maximální průtok při $n_{max}$ a $p_{2max}$		$Q_{max}$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	119,9	131,7	145,6	153,9	161,3	177,3
Příkon - jmenovitý (max.) při $n_n$ a $p_{2n}$		$P_n$	[kW]	35,8	40,8	45,3	48,0	48,2	52,9
Maximální příkon při $n_{max}$ a $p_{2max}$		$P_{max}$	[kW]	71,6	76,0	78,2	76,6	70,6	70,6
Hmotnost		m	[Kg]						

\* Tlak na vstupu u reverzního provedení může být až  $p_1 = p_{2n} - 70$  bar max. Při reverzním provedení musí být použita vnější drenáž.

\*\* Tlak na výstupu u reverzního provedení je o **10% nižší**, než je uvedeno v tabulce (závisí na provozních podmínkách – nutno konzultovat s výrobcem).

**Nabídka vydaná NAB-2017-1-003360**

List č. 1

<b>Dodavatel</b> <b>HYDRAULICS s.r.o.</b> Slopné 201 763 23 Slopné CZECH REPUBLIC IČO 18757537 DIČ CZ18757537		<b>Odběratel</b> <b>Lukáš Novotný</b>	
Kontakt na odběratele: Novotný Lukáš      Lukas.Novotny@flsmidth.com		Kontakt na dodavatele: Lacko Jan e-mail: vyroba@hydraulics.cz tel.: +420 577 199 225 fax: +420 577 199 212 mob.: +420 603 836 435	
Datum vytvoření 07.11.2017 Platnost nabídky do: 07.12.2017 Datum dodání 18.01.2018 (při objednání do 09.11.2017)		Způsob úhrady Dobírkou Způsob dopravy Poptávka e-mail z 3.11.2017	
<b>Kód zboží / Název zboží</b>	<b>Množství MJ</b>	<b>Cena za jednotku DPH %</b>	<b>Cena celkem bez DPH</b>

<b>UP003</b>				
<b>ISO6022 MF4 125 80 100 M 0 0 3 3 S O O 1 1 S N O</b>	<b>1,00 ks</b>	<b>29 300,00</b>	<b>21</b>	<b>29 300,00</b>
+ konstrukce montovaná dle ISO6022 + uchycení: kruhová příruba na zadní straně válce, na pístní tyči vnější závit. Je možno vyrobit i závit vnitřní. + tlumení koncových poloh s regulací + 2x minimess přípojka + vstupy tlaku metrický závit + standard těsnivo + pístní tyč standardní - materiál 20MnV6 - min. vrstva tvrdochromu 20 mikrometrů - výdrž v solné komoře 100 hodin + jmenovitý tlak 20 MPa + max. provozní tlak 25 MPa + zkušební tlak 32 MPa				

Cena celkem bez DPH	29 300,00	CZK
Celkem DPH	6 153,00	CZK
<b>Cena celkem s DPH</b>	<b>35 453,00</b>	<b>CZK</b>

POP-2017-1-002361



Vnější zástavbu k odsouhlasení Vám zašleme cca. 10 - 15 pracovních dnů po objednání

Termín dodání: 50 - 70 pracovních dnů po přijetí závazné objednávky, dle konkrétního kapacitního vytížení v okamžiku přijetí objednávky a po Vašem odsouhlasení vnější zástavby

Ceny EXW Slopné

Záruka: 12 měsíců od převzetí zboží

Vnější nátěr: černý lak

V případě jakýchkoliv nejasností volejte na níže uvedená telefonní čísla.

**Razítko a podpis dodavatele**

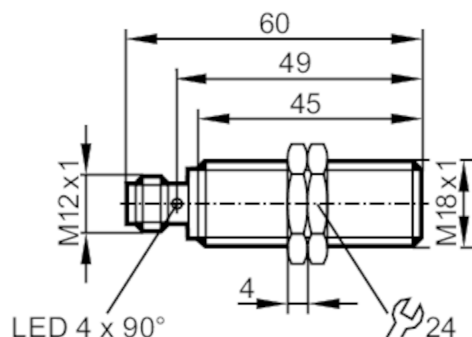
Lacko Jan  
 e-mail: vyroba@hydraulics.cz  
 tel.: +420 577 199 225  
 fax: +420 577 199 212  
 mob.: +420 603 836 435

Nedílnou součástí kontraktu jsou Všeobecné obchodní podmínky společnosti HYDRAULICS s.r.o. ze dne 1.11.2014, uveřejněné na webových stránkách [www.hydraulics.cz](http://www.hydraulics.cz) ([www.hydraulics.cz/cz/vseobecne-obchodni-podminky](http://www.hydraulics.cz/cz/vseobecne-obchodni-podminky)). Koupící potvrzuje, že se s jejich obsahem seznámil a plně s nimi souhlasí.

HYDRAULICS s.r.o. Slopné 201 763 23 Slopné Czech Republic	Telefon: +420 577 199 211 Fax: +420 577 199 212 E-mail: hydraulics@hydraulics.cz Web Site: www.hydraulics.cz	Účet CZK: 4200343831/6800 IBAN CZK: CZ73 6800 0000 0042 0034 3831 SWIFT (BIC): VBOE CZ 2X Banka CZK: Sberbank CZ, a.s.
--	---	---

## Induktivní senzor

IGK3008BBPKG/US-104



Made in Germany

## Elektrická data

Provozní napětí [V]	10...30 DC; ("třída napájení 2" podle cULus)
Proudový odběr [mA]	< 10
Třída krytí	III
Ochrana proti přepólování	ano

## Výstupy

Výstupní funkce	spínač
Max. úbytek napětí spínacího výstupu DC [V]	2,5
Trvalá proudová zatížitelnost na spínacím výstupu DC [mA]	100
Spínací frekvence DC [Hz]	400
Elektrické provedení	PNP
Ochrana proti zkratu	ano
Ochrana proti přetížení	ano

## Měřicí oblast

Spínací vzdálenost [mm]	8
Skutečná spínací vzdálenost Sr [mm]	8 ± 10 %
Pracovní vzdálenost [mm]	0...6,48
Zvýšená spínací vzdálenost	ano

## Přesnost / odchylky

Korekční faktor	Ocel: 1 / Nerezová ocel: 0,7 / Mosaz: 0,5 / Hliník: 0,4 / Měď: 0,3
Hystereze [% z Sr]	3...15
Odchylka spínacího bodu [% z Sr]	-10...10

## Okolní podmínky

Okolní teplota [°C]	-40...85
Krytí	IP 65; IP 66; IP 67; IP 68; IP 69K





## Induktivní senzor

IGK3008BBPKG/US-104

## Schválení / zkoušky

Elektromagnetická kompatibilita (EMC)	EN 61000-4-2 ESD	4 kV CD / 8 kV AD
	EN 61000-4-3 HF- ozářeno	10 V/m
	EN 61000-4-4 Burst	2 kV
	EN 61000-4-6 přenášeno vysokou frekvencí	10 V
	EN 55011	třída B
Odolnost proti vibracím	EN 60068-2-6 Fc	20 g (10...3000 Hz) / 50 frekvenčních cyklů 1 oktáva za minutu ve 3 osách
Odolnost vůči rázům	EN 60068-2-27 Ea	100 g 11 ms půlsinovka; 3 rázy v každém směru tří souřadnicových os
Trvalá odolnost vůči rázům	EN 60068-2-29 Eb	40 g 6 ms; 4000 rázů v každém směru tří souřadnicových os
Rychlá změna teploty	EN 60068-2-14 Na	TA = -40 °C; TB = 85 °C; t1 = 30 min; t2 = < 10 s; 50 cyklů
Test v solné komoře / solné mlze	EN 60068-2-52 Kb	stupeň přísnosti 5 (4 zkušební cykly)
MTTF [let]	1690	
Číslo schválení UL	A001	

## Mechanická data

Hmotnost [g]	50,6	
Pouzdro	Typ závitů	
Způsob vestavby	vazební vestavba	
Rozměry [mm]	M18 x 1 / L = 60	
Označení závitů	M18 x 1	
Materiály	Mosaz potaženo bílým bronzem; aktivní plocha: PBT oranžová; LED okénko: PEI; upevňovací matice: Mosaz potaženo bílým bronzem	

## Zobrazení / ovládací prvky

Zobrazení	Spínací stav	4 x LED, žlutá
-----------	--------------	----------------

## Příslušenství

Příslušenství (dodávané)	upevňovací matice: 2
--------------------------	----------------------

## Upozornění

Obsah balení	1 ks
--------------	------

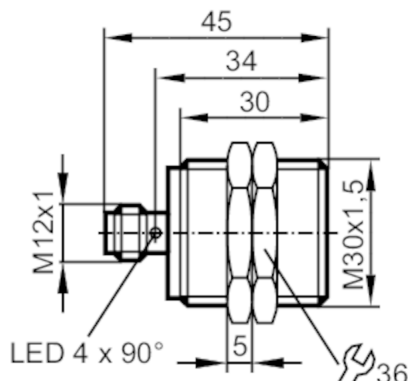
## Elektrické připojení - zástrčka

konektorové provedení: 1 x M12; Kontakty: Pozlaceno



## Induktivní senzor

IIB3015BBPKG/K1/US-104



Made in Germany

## Oblast nasazení

Odolnost vůči elektromagnetickému poli	ano
Max. odolnost v magnetickém poli [mT]	300

## Elektrická data

Provozní napětí [V]	10...30 DC
Proudový odběr [mA]	< 20
Třída krytí	III
Ochrana proti přepólování	ano

## Výstupy

Výstupní funkce	spínač
Max. úbytek napětí spínacího výstupu DC [V]	2,5
Trvalá proudová zatížitelnost na spínacím výstupu DC [mA]	100
Spínací frekvence DC [Hz]	2000
Elektrické provedení	PNP
Ochrana proti zkratu	ano
Ochrana proti přetížení	ano

## Měřicí oblast

Spínací vzdálenost [mm]	15
Skutečná spínací vzdálenost Sr [mm]	15 ± 10 %
Pracovní vzdálenost [mm]	0...12,15
Zvýšená spínací vzdálenost	ano


## Přesnost / odchylky

Korekční faktor	Ocel: 1 / Nerezová ocel: 1 / Mosaz: 1 / Hliník: 1 / Měď: 1
Hystereze [% z Sr]	3...15
Odchylka spínacího bodu [% z Sr]	-10...10
Korekční faktor = 1	ano



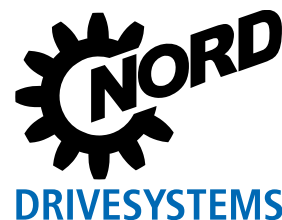
## Induktivní senzor

IIB3015BBPKG/K1/US-104

Okolní podmínky		
Okolní teplota	[°C]	-40...85
Krytí		IP 65; IP 66; IP 67; IP 68; IP 69K
Schválení / zkoušky		
Elektromagnetická kompatibilita (EMC)	EN 61000-4-2 ESD	4 kV CD / 8 kV AD
	EN 61000-4-3 HF- ozářeno	10 V/m
	EN 61000-4-4 Burst	2 kV
	EN 61000-4-6 přenášeno vysokou frekvencí	10 V
	EN 55011	třída B
Odolnost proti vibracím	EN 60068-2-6 Fc	20 g (10...3000 Hz) / 50 frekvenčních cyklů 1 oktáva za minutu ve 3 osách
Odolnost vůči rázům	EN 60068-2-27 Ea	100 g 11 ms pulsivka; 3 rázy v každém směru tří souřadnicových os
Trvalá odolnost vůči rázům	EN 60068-2-29 Eb	40 g 6 ms; 4000 rázů v každém směru tří souřadnicových os
Rychlá změna teploty	EN 60068-2-14 Na	TA = -40 °C; TB = 85 °C; t1 = 30 min; t2 = < 10 s; 50 cyklů
Test v solné komoře / solné mlze	EN 60068-2-52 Kb	stupeň přísnosti 5 (4 zkušební cykly)
MTTF	[let]	471
Číslo schválení UL		A005
Mechanická data		
Hmotnost	[g]	92,7
Pouzdro		Typ závitů
Způsob vestavby		vazební vestavba
Rozměry	[mm]	M30 x 1,5 / L = 45
Označení závitů		M30 x 1,5
Materiály		Mosaz potaženo bílým bronzem; aktivní plocha: LCP bílá; LED okénko: PEI; upevňovací matice: Mosaz potaženo bílým bronzem
Zobrazení / ovládací prvky		
Zobrazení	Spínací stav	4 x LED, žlutá
Příslušenství		
Příslušenství (dodávané)		upevňovací matice: 2
Upozornění		
Obsah balení		1 ks
Elektrické připojení - zástrčka		
konektorové provedení: 1 x M12; Kontakty: Pozlaceno		
		

# GETRIEBEBAU NORD

Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group



WVJZCQ - Strana 1 / 1

Getriebebau NORD GmbH & Co. KG, P.O.Box 1262, D-22941 Bargteheide

myNORD - Guest CZ

## Technická specifikace

Číslo Datum	WVJZCQ.0   08/04/2018
Customer Account No.	
Vytvořil	
Vytvořeno	08/04/2018
Obchodní zástupce	NORD-Poháněcí technika, s. r. o.
Tel.	+420 541 229 741
E-Mail	cz@nord.com

Pos.	Popis	Materiál
1	<b>Plochá násuvná převodovka s IEC adaptérem</b> <b>SK 4382VX - IEC71</b>	
	Název produktu	Plochá převodovka
	Převod	160.2
	Max. output torque Ma max	1657 Nm
	Pracovní poloha	M1
	Number of Stages	3 :1
	Typ skříně	Patková skříně
	IEC adaptér	IEC71
	Výstupní hřídel	Plný hřídel
	Průměr výstupní hřídele	55 x 110 mm
	Materiál výstupního hřídele	Standardní materiál
	Odvzdušnění převodovky	Standardní odvzdušňovací šroub
	Provedení ložisek	Standardní ložiska
	Mazivo	Minerální olej ISO VG 220 (standard)
	Množství maziva	6.10 l
	Lakování	Nátěr 2 (standard)
	Barva nátěru	RAL 7031 modrošedá
	Váha	78 kg

### Bank info:

HSN Nordbank AG 210 500 00  
Deutsche Bank AG 200 700 00  
UniCredit Bank AG 200 300 00  
Commerzbank AG 200 400 00  
Dt. Postbank AG 200 100 20  
VAT reg. no. DE135507187

### Bank code

53005816 HSHNDEHHXXX  
3022555 DEUTDEHH  
1564061 HYVEDEMM300  
1134444 COBADEFFXXX  
40723200 PBNKDEFF

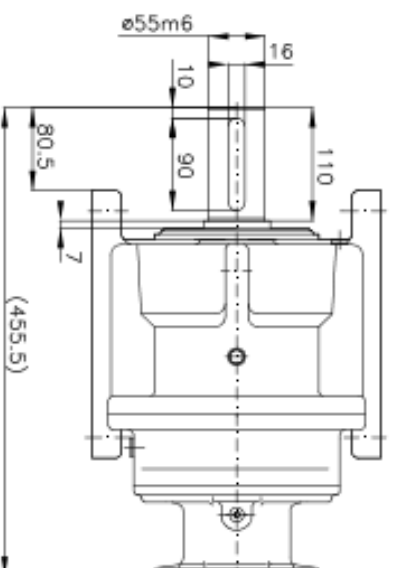
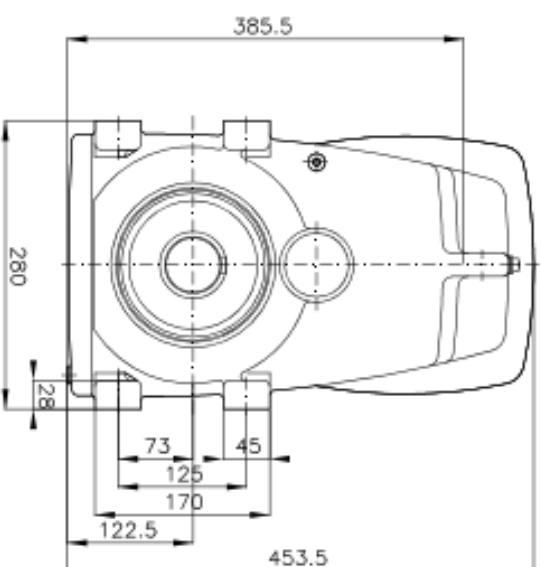
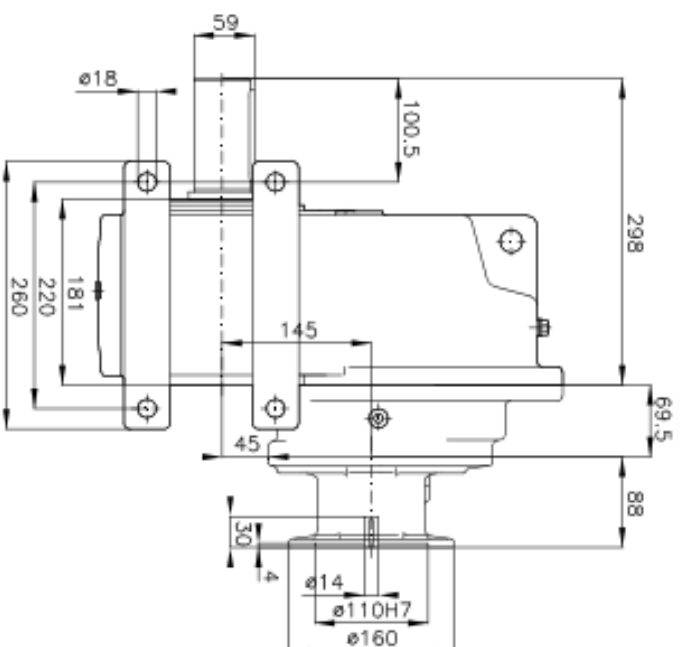
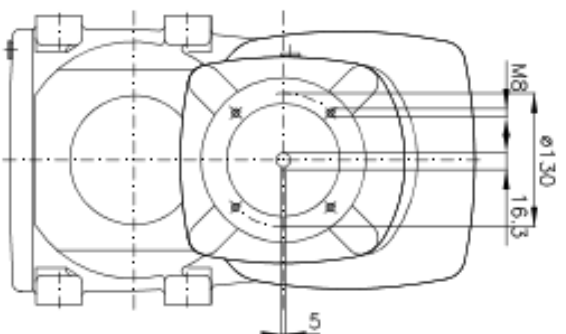
### Account S.W.I.F.T/BIC

53005816 HSHNDEHHXXX  
3022555 DEUTDEHH  
1564061 HYVEDEMM300  
1134444 COBADEFFXXX  
40723200 PBNKDEFF  
Tax number

### IBAN

DE96 2105 0000 0053 0058 16  
DE70 2007 0000 0302 2555 00  
DE75 2003 0000 0001 5640 61  
DE96 2004 0000 0113 4444 00  
DE94 2001 0020 0040 7232 00  
30 288 06009

Kommanditgesellschaft, Sitz Bargteheide,  
Registergericht Ahrensburg HRA 2027  
Komplementärin: Getriebetechnik Nord GmbH, Sitz Bargteheide,  
Registergericht Ahrensburg HRA 2038  
Geschäftsführer: G.A. Küchenmeister, J. Humbert,  
U. Küchenmeister, J. Paulsen, Dr. O. Sadi  
Internet: <http://www.NORD.com>



SK4382VX – IEC71

NORD

Nord Internet: <http://www.nord.com>



Bearb.	Datum	Name
28.10.2017		DEAdmin

Dodávateľ : **S.D.A. s.r.o.**  
 Jána Bottu 4  
 974 01 Banská Bystrica  
<http://www.S-D-A.sk> **miriam.sojakova@s-d-a.sk**  
**Mobil :** 0915 780 187 **Tel.:** 048-47 234 61  
**IČO :** 36039977 **Fax:** 048-47 234 69  
**IČDPH :** SK2020084407 **č.u. :** SK84 0900 0000 0003 01277193

Odberateľ : **Novotný Lukáš**  
**Novotný Lukáš**  
  
**E-mail:** luki.novotny@seznam.cz  
**Tel.:**  
  
**IČDPH :**

Kód tovaru	Typové označenie tovaru	Cena bez DPH	Cena EUR
Císlo	Popis tovaru	Množstvo	
<b>v590021/00</b>	SA-BLS200-1-01	218,93	218,93
1	AGV COLLECTOR, 1-POLE PER DWG. 239-05-031.375 POS. 1 - 11 BLS 200-1-01	1,0 ks	
<b>v590000</b>	SA-BLS200-2-01	284,76	284,76
2	AGV zberač	1,0 ks	
<b>v590022/00</b>	BLK200-1-01	165,32	165,32
3	AGV BASE PLATE - 1-POLE BLK 200-1-01 POS. 12 - 24	1,0 ks	
<b>v590001</b>	BLK200-2-01	182,65	182,65
4	AGV základňa	1,0 ks	

**SPOLU:** Uvedené ceny sú vrátane cla a neobsahujú DPH **EUR 851,66**

Poznámka : v objednávke uvádzajte číslo ponuky prosím !!!

**Dodacia lehota: EXW, 5-6 týždňov**

**Platobné podmienky:** vopred

**Platnosť ponuky:** 30 dní

**Záručná doba:** 12 mesiacov od dodania

Dodací termín je len orientačný, aktuálny upresníme v potvrdení objednávky.

Dodávateľ si pri zmene cien výrobcami alebo pri zmene dovozných podmienok vyhradzuje právo na zmenu ceny.

S pozdravom,

-----  
 Miriam Sojaková

Strany sa podľa § 3 zákona č. 244/2002 Z. z. (ďalej len "ZRK") dohodli, že všetky spory, ktoré medzi nimi z tejto zmluvy a v súvislosti s ňou vzniknú (vrátane sporov o platnosť a výklad zmluvy), rozhodne Obchodný súd, stály rozhodcovský súd, zriadený spoločnosťou Obchodný súd s.r.o., Nám. S. Moyseya 17/A, Banská Bystrica, IČO 36 858 102 (ďalej len "OS"), a to podľa slovenského právneho poriadku. Strany splnomocňujú OS, aby rozhodol obchodno-právnu vec podľa zásad spravodlivosti. Strany svojím podpisom potvrdzujú oboznámenie a súhlas s rokovacím poriadkom a štatútom OS a prehlasujú, že podriaďa rokovaciemu poriadku a štatútu OS, tak ako bude tento v čase začatia konania zverejnený na [www.obchodnysud.sk](http://www.obchodnysud.sk). Strany dohodou vylučujú podanie žaloby podľa § 40 ods. 1 písm. h) ZRK (dôv obnovu konania), súhlasia s tým, že konanie pred OS bude písomné, že rozhodcu (senát) vymenuje OS a vyhlasujú, že sa rozhodnutiu OS bezvýhradne podriaďa.

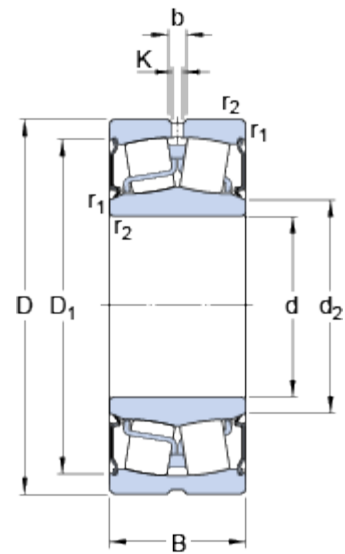




# BS2-2216-2RS/VT143

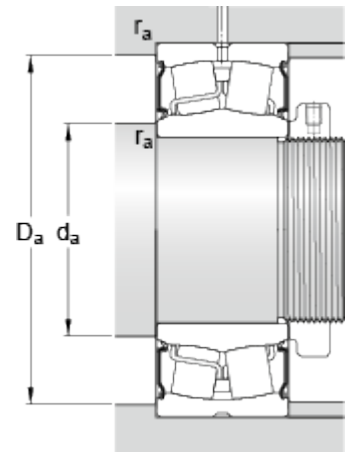
Popular item  
SKF Explorer

## Dimensions



d	80	mm
D	140	mm
B	40	mm
d <sub>2</sub>	91.7	mm
D <sub>1</sub>	129	mm
b	6	mm
K	3	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2	mm

## Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	min.	91	mm
d <sub>a</sub>	max.	91.5	mm
D <sub>a</sub>	max.	129	mm
r <sub>a</sub>	max.	2	mm

## Calculation data

Basic dynamic load rating	C	243	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	270	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	29	kN
Limiting speed		2000	r/min
Calculation factor	e	0.22	
Calculation factor	Y <sub>1</sub>	3	
Calculation factor	Y <sub>2</sub>	4.6	
Calculation factor	Y <sub>0</sub>	2.8	

## Mass

Mass bearing	2.4	kg
--------------	-----	----